

**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации**



**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ В
ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ**

**МАТЕРИАЛЫ МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

(Белгород 15-17 октября 2020г.)



**Белгород
2020**

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ.
МАТЕРИАЛЫ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ
В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ
ОТРАСЛЯХ**

**Материалы международной научно-практической
конференции**

(Белгород, 15—17 октября 2020 г.)

**Белгород
2020**

УДК 625.08

ББК 39.311

Э65

Э65 **"Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях"**: материалы международной научно-практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2020. - 441 с.
ISBN 978-5-361-00798-1

В сборнике материалов международной научно-практической конференции представлены научные исследования и инновационные разработки вузов Российской Федерации и зарубежья в области подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Тематика охватывает вопросы совершенствования конструкций, методов расчета, проектирования, исследований и эксплуатации машин и оборудования.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов и магистров технических вузов.

Публикуется в авторской редакции.

УДК 625.08

ББК 39.311

ISBN 978-5-361-00798-1

© Белгородский государственный технологический университет (БГТУ) им. В. Г. Шухова, 2020

ОРГАНИЗАТОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ:

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

ОТВЕТСТВЕННЫЕ РЕДАКТОРЫ:

Канд. техн. наук Н.С. Любимый
Канд. техн. наук, доц. Б.С. Четвериков

СОСТАВ ОРГАНИЗАЦИОННОГО КОМИТЕТА:

С.Н. Глаголев - Председатель, доктор экон. наук, ректор
БГТУ им. В.Г. Шухова, г. Белгород
А.А. Романович - Заместитель председателя, проф., доктор
техн. наук, зав. каф. подъемно-транспортных и
дорожных машин БГТУ им. В.Г. Шухова,
г. Белгород

ЧЛЕНЫ КОМИТЕТА:

В.А. Зорин - зав. каф. производство и ремонт автомобилей
и дорожных машин (МАДИ) г. Москва
В.Ю. Анцев - зав. каф. подъемно-транспортных машин и
оборудования, ТГУ г. Тула
В.А. Жулай - зав. каф. строительной техники и инженерной
механики, доктор техн. наук, ВГАСУ
г. Воронеж
Л.А. Сиваченко - проф., доктор техн. наук, Белорусско-
Российский университет, г. Могилев
Н.Г. Гринчар - проф. доктор техн. наук, МИИТ г. Москва
М.Д. Герасимов - доцент, канд. техн. наук, БГТУ
им. В.Г. Шухова, г. Белгород

ОГЛАВЛЕНИЕ

Алиматов Б.А., Эргашев Н.А. Гидравлическое сопротивление пылеуловителя с прямоточно-вихревыми контактными элементами	9
Алимбекова М.Ф., Маслов Н.А. Имитационное моделирование механического привода универсальной машины для новых технических видов спорта	16
Анцев В.Ю., Трушин Н.Н. Кинематические схемы двухступенчатых комплексных гидротрансформаторов	22
Артамонов И.А. Совершенствование технологических процессов ремонта машин с использованием дисперснонаполненных полимеров кранов	30
Баловнев В.И., Герасимов М.Д., Данилов Р.Г., Кустарев Г.В. Уровни решаемых задач при реализации скорости технологических процессов	65
Герасимов М.Д. Классификация научных знаний и направлений исследований	70
Герасимов М.Д. Колебательные процессы в природе, в производственной деятельности и в обществе	79
Герасимов М.Д., Богданов Н.Д., Бражник Ю.В. Расширение функциональных возможностей вибрационных плит	83
Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Влияние пульсирующего режима нагружения на надёжность привода буровых машин транспортного строительства	92
Гончаров К.А. Сравнительный стоимостной анализ комплектаций приводов ленточных конвейеров	101
Гончарова Н.И., Абобакирова З.А., Мухамедзянов А.Р. Энергосбережение в технологии ограждающих конструкций	107
Грибанов И.С., Данилов Р.Г. Исследование регулирования продольных реакций для улучшения управляемости дорожных машин на базе автомобилей	112
Гришин А.В., Сильванович В.К. Исследование относительного ресурса службы ленты отвального ленточного конвейера..	117
Габделхаев Р.Р., Габдуллин Т.Р. История строительства автомагистралей и скоростных автомобильных дорог и их влияние на экономический рост государства	123
Галиев А.И., Хайруллин Р.А. Нанесение дорожной разметки термопластика посредством предварительного очищения и разогрева дорожного покрытия	128
Галиев А.И., Габдуллин Т.Р. К вопросу строительства автомобильных дорог	131

Ганшкевич А.Ю., Шихов Н.С. Обоснование выбора приборов и устройств безопасности кабельного крана	136
Ганшкевич А.Ю., Уткин Б.О. Экспериментальная оценка вибрационных нагрузок на металлоконструкции кранов при их работе	142
Добров А.А., Данилов Р.Г., Клейменов Г.С. Испытания универсального транспортного шасси на преодоление инженерных препятствий	152
Дударев В.А., Михальков А.Д., Михальков В.С., Михальков Д.В. Математическая модель работы вертикальной балансирной вибрационной мельницы для доизмельчения цемента. Постановка задачи.	155
Денисов И.А. Особенности использования синтетических канатов в качестве гибких грузонесущих элементов грузоподъемных машин	162
Жулай В.А., Устинов Ю.Ф., Тюнин В.Л., Кожакин Е.В. Датчик осевого усилия в конструкциях с шаровым шарниром строительных машин	169
Звездов М.А. Эргономические показатели санитарных автобусов для горно-спасательных подразделений	173
Зеньков С.А., Дрюпин П.Ю. Использование гибкого ленточного нагревательного элемента для снижения намерзания грунта	179
Конев В.В., Мерданов Ш.М. Совершенствование тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин	185
Кондратьев А.В., Смородов С.П., Кочкян С.М., Павлов Ю.Н. К вопросу повышения просеивающей способности валковых грохотов	189
Литвак П.И., Данилов Р.Г. Влияние активной подвески на управляемость и устойчивость скоростных дорожных машин ...	194
Любимый Н.С., Четвериков Б.С., Костоев З.М., Романович М.А. Разработка конструкции металл-металлополимерной пресс-формы для литья ремонтных деталей	200
Любимый Н.С., Четвериков Б.С., Романович М.А., Тихонов А.А., Новиков А.Н. Моделирование конструкции переналаживаемой металлической обоймы формообразующей для производства ремонтных деталей ПТСДМиО	205
Любимый Н.С., Романович М.А., Тихонов А.А., Кучеров Ю.А. Методика получения отверстий под выталкиватель методом закладных для переналаживаемых пресс-форм ...	209

Мамажонов А.У., Юнусалиев Э.М., Абобакирова З.А. Об опыте применения добавки АЦФ-3М при производстве сборных железобетонных изделий	216
Мамажонов А.У., Юнусалиев Э.М., Давлятов Ш.М. Бетон с минеральным наполнителем - глиежем, электротермофосфорным шлаком и добавкой АЦФ-3М	220
Мартюченко И.Г., Зенин М.И. Эффективность процесса бурения мерзлого грунта винтовым рабочим органом	226
Маслов Н.А., Бондарев Э.С. Имитационное моделирование систем управления электроприводами ходового оборудования путевых, горных, строительных и дорожных машин	231
Маслов Н.А. Аналитическое исследование влияния расхода жидкости на характеристики системы гидроударных устройств двухстороннего действия с задержкой движения бойка по давлению	238
Минин В.В., Клешнин В.Ю. Системы гидрообъемного рулевого управления	246
Мукушев Ш.К., Миклухина О.С. Системы гидрообъемного рулевого управления	250
Набатчиков М.А. Разработка стенда для испытания противогонных захватов	257
Павлов Ю.Н., Кондратьев А.В., Кочкян С.М., Масленников Д.Г. Результаты испытаний гидравлического вибровозбудителя для грунтоуплотняющей машины	263
Пахомов Е.Г., Белый В.А., Счастливенко С.А., Демьян Е.С. Определение усилий в элементах механизма шагающего экскаватора	269
Пенчук В.А. Снижение аварийности на городских дорогах при перемещении специальных наземных транспортно-технологических машин	273
Позынич К.П., Попова В.С. Стреловой самоходный кран с изменяемой длиной стрелы на гибкой подвеске и безразъёмной стреловой оттяжкой	281
Пахомов Е.Г. Тихонов А.А., Бабкин М.С., Кучеров Ю.А. Исследование упругого скольжения и тяговой способности ленточно-барабанного механизма	289
Прокопенко В.С., Орехова Т.Н., Шарапов Р.Р. Методика определения основных характеристик и построения матрицы классификации сепаратора	295

Прокопенко В.С., Орехова Т.Н., Шарапов Р.Р. Методика построения основных характеристик и матрицы классификации концентратора	299
Прокопенко В.С., Орехова Т.Н., Шарапов Р.Р. Моделирование пропуска отдельных фракций пыли в циклоне и построение матрицы	303
Романович А.А., Романович Л.Г., Анненко Д.М., Унковский А.Н. Расчет величины углов деформации между валками	308
Романович А.А., Романович М.А., Дурнев И.С., Унковская Е.О. Деформирование твердого тела анизотропной текстурой	316
Романович М.А., Романович А.А., Мозговой К.Л., Апухтина И.В. Энергосбережение при переработке горных пород с анизотропной текстурой	325
Романович М.А., Берёзкин М.С., Белый В.А., Беляков С.С. Значимость влияния надежности на эксплуатацию фронтальных погрузчиков	328
Романович М.А., Клычков А. А., Выскребенцев Е.И. Математическое моделирование работы ленточного конвейера горнодобывающей промышленности	335
Романович М.А., Волобуев Д.И., Белый В.А., Беляков С.С. Актуальные проблемы использования электромобилей в современных условиях	345
Романович А.А., Сиваченко Л.А. К выбору основных направлений развития отечественного технологического машиностроения	349
Сабиров Б.А., Хожаев О.Х. Безвольфрамовые твердые сплавы в процессах резания материалов	355
Сабиров Б.А., Рузиев И.С., Самандаров Г.И. Расчет конструктивных параметров устройства для резки непрерывного бруса	362
Сиваченко Л.А., Потапов В.А. Использование цепного агрегата в технологии производства извести.....	366
Сиваченко Л.А., Дыдышко И.М. Экспериментальные исследования технологических возможностей пружинных мельниц	369
Сиваченко Л.А., Щукин Д.А. Многоцелевой пружинный питатель – дозатор	377
Таричко В.И., Черных А.А. Удаленная диагностика канатной транспортной системы с использованием нейросетей	381

Тихонов А.А., Бабкин М.С., Кучеров Ю.А. Новиков А.Н. Определение и выбор показателей сыпучести зернового материала..	384
Тихонов А.А., Бабкин М.С., Новиков А.Н., Кучеров Ю.А. К вопросу выбора параметров приводного барабана норрии	390
Фадеев Ф.О., Ганшкевич А.Ю. Применение методов математического моделирования при проектировании кабельного крана	394
Чалова М.Ю., Трошко И.В. Налипание, один из основных факторов, влияющий на производительность траншекопателей	401
Четвериков Б.С., Унковский А.Н., Бабкин М.С. Разработка структурной схемы управления технологическим процессом дробления по размеру конечного продукта	407
Четвериков Б.С., Унковский А.Н. Исследование удельных усилий, возникающих на режущей кромке ножа бульдозерного отвала	413
Юнусалиев Э.М., Абдуллаев И.Н., Ахмедов Ж.Д., Рахманов Б.К. Инновации в строительной технологии: производство и применение в Узбекистане строп из текстильных лент и комбинированных канатов	421
Юнусалиев Э.М., Абдуллаев И.Н., Рахманов Б.К., Алаханов З.М. Составные компоненты деформирования и разрушения синтетических тканых лент для грузозахватных приспособлений в строительстве	431
Юхин А.И., Шафорост А.Н. Оптимизация транспортно-логистических процессов торгово-транспортной компании	438
Якушев А.А., Духанин С.А. Повышение износостойкости рабочих органов роторно-вихревой мельницы	444

УДК 697.942.2

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЯ С ПРЯМОТОЧНО-ВИХРЕВЫМИ КОНТАКТНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ
Алиматов Б.А.², Эргашев Н.А.¹

1. Ферганский политехнический институт, г. Фергана, Узбекистан.
2. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород.

Пылеуловители мокрого типа широко применяются для санитарной очистки газовых выбросов во многих отраслях. Гидравлическое сопротивление рабочих органов таких аппаратов определяет их энергетическую эффективность. В работе представлены результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления рабочего органа предлагаемого пылеуловителя.

Ключевые слова: пылеуловитель, контактный элемент, прямоточно-вихревой, сопротивление, гидравлическое.

DUST COLLECTOR HYDRAULIC RESISTANCE WITH RIGHT-VORTEX CONTACT ELEMENTS

Alimatov B.A.², Ergashev N.A.¹

1. Fergana Polytechnic Institute, Fergana, Uzbekistan
2. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova, Belgorod

Wet dust collectors are widely used for sanitary cleaning of gas emissions in many industries. The hydraulic resistance of the working bodies of such devices determines their energy efficiency. The paper presents the results of an experimental study of the hydraulic resistance of the working body of the proposed dust collector.

Key words: dust collector, contact element, direct-flow vortex, resistance, hydraulic.

На рис. 1 представлен общий вид разработанной нами пыле-улавливающей установки с прямоточно-вихревыми контактными элементами, описание устройства и работы которой подробно рассмотрено в [1,2]. Здесь же мы остановимся на теоретических основах расчета гидравлического сопротивления рабочего элемента пылеуловителя и экспериментальном определении его численных значений.

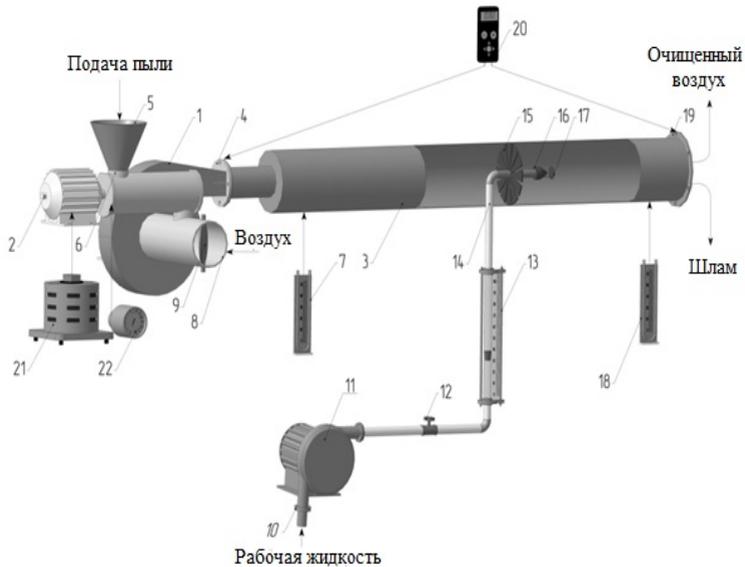


Рис. 1. Пылеуловитель с прямоточно-вихревыми контактными элементами:
1-вентилятор; 2-электромотор; 3- металлическая труба; 4,10,19-фланцы; 5- пылезагрузочное устройство; 6- питатель пыли; 7,18- трубки Прандтля; 8-патрубок входа воздуха или запыленного газа; 9- шибер; 11- насос; 12- вентиль; 13- ротаметр для воды; 14- патрубок подачи рабочей жидкости (воды); 15- завихритель газового потока; 16- форсунка подачи рабочей жидкости (воды); 17- отбойник струи воды; 20- анемометр; 21- автотрансформатор (ЛАТР); 22-тахометр.

Расчетная схема рабочего элемента пылеуловителя с прямоточно-вихревыми контактными элементами представлена на рис. 2.

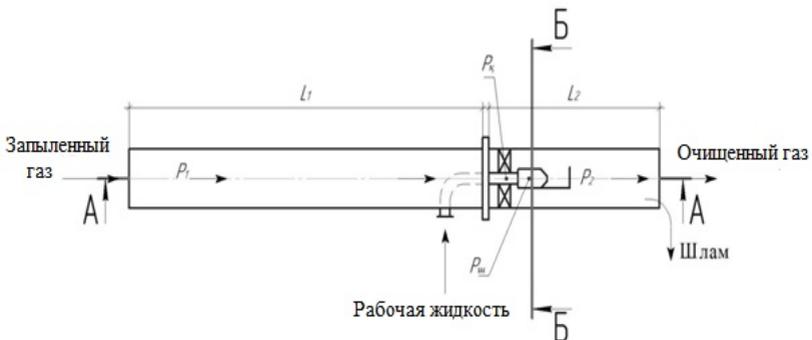


Рис. 2. Расчетная схема рабочего элемента

На основании представленной на рис. 2 расчетной схемы и приведенных в литературе данных [3,4,5], для расчета общего гидравлического сопротивления Δp рабочего элемента можно записать равенство:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2, \quad (1)$$

где Δp_1 – гидравлическое сопротивление входного патрубка и участка трубы до завихрителя газового потока, кПа; Δp_2 – гидравлическое сопротивление или потери напора непосредственно в завихрителе, кПа.

Гидравлическое сопротивление входного патрубка и участка трубы до завихрителя газового потока может быть определено по зависимости:

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \cdot v_1^2 \rho_{см} / 2, \quad (2)$$

где v_1 – потеря скорости запыленного потока на входе в установку и участка трубы до завихрителя, м/с; ζ_1 – коэффициент местных сопротивлений на входе в установку и участка трубы до завихрителя; $\rho_{см}$ – плотность пылевоздушной смеси, кг/м³.

В свою очередь коэффициент местных сопротивлений на входе в установку и участка трубы до завихрителя ζ_1 может быть определен:

$$\zeta_1 = \lambda (l/d_s), \quad (3)$$

где λ – коэффициент Дарси; l – длина трубы, м; d_s – эквивалентный диаметр трубы, м.

Коэффициент Дарси определяется многочисленными исследователями по эмпирическим формулам на основании экспериментальных данных. Так, для гладких труб пользуются зависимостями Блазиуса, Конакова П.К. и Л. Прандтля [2].

По зависимости Блазиуса:

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \operatorname{Re}}} = \frac{0,3164}{\operatorname{Re}^{0,25}}, \quad (4)$$

Данная формула справедлива при числах Рейнольдса $\operatorname{Re} < 10$; при числах Рейнольдса $\operatorname{Re} = 3 \cdot 10$ можно пользоваться равенством, полученным П.К. Конаковым:

$$\lambda = \frac{1}{(1,81_g \operatorname{Re} - 1,5)^2} \quad (5)$$

В свою очередь Л.Прандтль рекомендует зависимость:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,1 \lg(\operatorname{Re} \sqrt{\lambda} - 0,8) \quad (6)$$

Предложенные формулы были получены для гладких труб и их нельзя использовать для труб с шероховатой поверхностью.

На основании экспериментальных исследований Колбрука и др. ученых, для технических труб в условиях турбулентного движения рекомендуется пользоваться зависимостью:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{\text{Re}} \frac{1}{\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,7} \right) \quad (7)$$

Преобразовав данное равенство для квадратичной зависимости сопротивления, то для шероховатых труб уравнение Прандтля приходит к виду:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\lg \frac{\varepsilon}{3,7} \right)^2} \quad (8)$$

Для квадратичной зависимости сопротивления наибольшее распространение имеет и равенство Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{1}{\varepsilon} \right)^2} \quad (9)$$

Для условий турбулентного течения А.Д. Альтшулем предложена более удобная зависимость [4]:

$$\lambda = 0,11 \left(\varepsilon + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (10)$$

Данное равенство имеет теоретическую основу и на основании экспериментов А.Д. Альтшуля может быть преобразовано к более простым видам.

1. Условие $\text{Re} < 10/\varepsilon$ будет соответствовать гладким трубам и равенство (10) преобразуется в равенство Блазиуса:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (11)$$

2. При условии $\text{Re} < \dots$ на λ влияют Re и ε , это соответствует развитой турбулентности и равенство (10) не упрощается.

3. При условии $\text{Re} > \dots$ возникает область квадратичного сопротивления и равенство (10) в близкое равенству Шифрсона равенство:

$$\lambda = 0,11 \varepsilon^{0,25} \quad (12)$$

Рассчитанные по равенству (12) значения λ близки по значению рассчитанным по формуле Никурадзе.

Подставив значения ζ_1 , получаем:

$$\Delta p_l = \lambda \left(l / d_s \right) \cdot v_l^2 \rho_{cm} / 2, \quad (13)$$

Гидравлическое сопротивление завихрителя Δp_2 может быть определено по следующей зависимости:

$$\Delta p_2 = \zeta_2 \cdot (v_2^2 \cdot \rho_{см}) / 2, \quad (14)$$

где v_2 – потери скорости газа в завихрителе за счет организации закрученного потока, м/с; ζ_2 – коэффициент сопротивления завихрителя; $\rho_{см}$ – плотность пылегазового потока, кг/м³.

Коэффициент сопротивления завихрителя ζ_2 может быть определен только экспериментальным путем. Плотность пылегазового потока $\rho_{см}$ может быть определена по зависимости:

$$\rho_{см} = \rho_g + (\rho_n \cdot \gamma), \quad \text{кг/м}^3 \quad (15)$$

где ρ_n – плотность пыли, кг/м³; ρ_g – плотность газа, кг/м³; γ – содержание пыли в газе (воздухе), %.

Подставив значения величин из зависимостей (13), (14) и (15) в зависимость (1), получим окончательную формулу для расчета гидравлического сопротивления рабочего элемента пылеуловителя с прямоточно-вихревыми контактными элементами:

$$\begin{aligned} \Delta p &= [\lambda (l/d_3) \cdot v_1^2 \rho_{см} / 2] + [\zeta_2 \cdot (v_2^2 \cdot \rho_{см}) / 2] = \\ &= \rho_{см} / 2 [\lambda \cdot (v_1^2 \cdot l) / d_3 + \zeta_2 \cdot v_2^2], \end{aligned} \quad (15)$$

Величина коэффициента гидравлического сопротивления при потерях напора непосредственно в завихрителе ζ_2 может быть также определена экспериментальным путем.

Согласно представленной на рис. 2 схемы, определение коэффициента гидравлического сопротивления ζ_2 может быть осуществлено с введением поправочного коэффициента Δk , смысл которого сводится к учету отношения общей площади контактного элемента к площади соприкосновения с газовым потоком:

$$\xi_2 = \Delta k \frac{4\pi R^2}{nab \sin \beta}, \quad (16)$$

где n – число пластин завихрителя; a, b – длина боковых сторон завихрителя узунлиги; β – угол наклона поверхности протекания газового потока; Δk – поправочный коэффициент.

В табл. 1 представлены величины изменяемых в процессе экспериментов параметров. На основании экспериментальных данных

данной таблицы можно принять величину коэффициента гидравлического коэффициента $\zeta_l = 0,7$.

Таблица 1

$v_2, \text{ м/с}$	7,07	15,45	22,48	24,32	28,37
Re	$5 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
$l, \text{ мм}$	1000	1000	1000	1000	1000
$d_0, \text{ мм}$	100	100	100	100	100
ζ_l	0,7	0,62	0,65	0,7	0,7

На рис. 3 представлены результаты экспериментального определения гидравлического сопротивления контактного элемента пылеуловителя при оптимальном угле закрутки газового потока $\alpha = 60^\circ$.

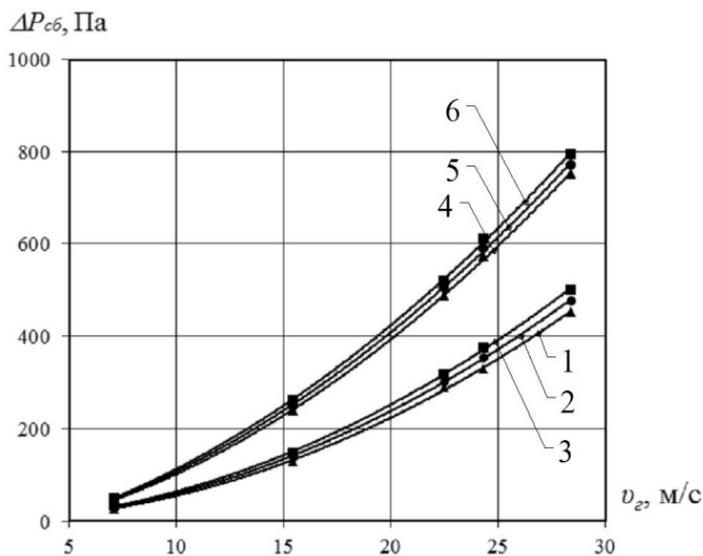


Рис. 3. Зависимость гидравлического сопротивления $\Delta P_{общ}$ от скорости газового потока v_2 при угле закрутки потока $\alpha = 60^\circ$: 1 - $d_0 = 2 \text{ мм}$ и $Q_{жс} = 0,07 \text{ м}^3/\text{час}$; 2 - $d_0 = 2,5 \text{ мм}$ и $Q_{жс} = 0,071 \text{ м}^3/\text{час}$; 3 - $d_0 = 3 \text{ мм}$ и $Q_{жс} = 0,072 \text{ м}^3/\text{час}$; 4 - $d_0 = 2 \text{ мм}$ и $Q_{жс} = 0,253 \text{ м}^3/\text{час}$; 5 - $d_0 = 2,5 \text{ мм}$ и $Q_{жс} = 0,295 \text{ м}^3/\text{час}$; 6 - $d_0 = 3 \text{ мм}$ и $Q_{жс} = 0,327 \text{ м}^3/\text{час}$

Согласно полученным при экспериментальных исследованиях данным нами установлено: при $\beta = 60^\circ$ коэффициент сопротивления контактного элемента $\zeta_2 = 1,1$ и поправочный коэффициент $\Delta k = 0,91$; при $\sin \beta = 45^\circ$ коэффициент сопротивления контактного элемента $\zeta_2 = 1,3$ и поправочный коэффициент $\Delta k = 0,81$; и, наконец, при $\sin \beta = 30^\circ$ коэффициент сопротивления контактного элемента $\zeta_2 = 1,5$ и поправочный коэффициент $\Delta k = 0,68$.

Тогда, коэффициент общего гидравлического сопротивления составит следующие величины: при $\sin \beta = 60^\circ$ $\zeta_{\text{общ}} = 1,8$; при $\sin \beta = 45^\circ$ $\zeta_{\text{общ}} = 2$; и при $\sin \beta = 30^\circ$ $\zeta_{\text{общ}} = 2,2$.

На основании проведенных экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы. Рост скорости газового потока увеличивает прочность жидкостной пленки на внутренней поверхности контактного элемента, но это приводит к возрастанию гидравлического сопротивления. Рост гидравлического сопротивления приводит к повышению эффективности мокрой очистки газа, но приводит к возрастанию затрачиваемой для очистки газа энергии. Поэтому задача достижения максимальной эффективности очистки газа при наименьших гидравлических сопротивлениях рабочего контактного элемента является важной проблемой.

Список литературы

1. Алиматов Б.А., Эргашев Н.А., Каримов И.Т. Мокрый пылеулавливающий аппарат с прямоточно-вихревыми контактными элементами. Научно-техн. журнал Ферганск. политехн. ин-та. 2019, т. 23, № 2. С. 152-155.
2. Эргашев Н.А., Алиматов Б.А., Герасимов М.Д. Повышение эффективности пылеулавливания в производстве дорожно-строительных материалов. Матер. Межд. науч.-практ. конф. «Энерго-ресурсосбер. машины, оборуд. и эколог. чистые техн. в дорожной и строит. отраслях». Белгород, 2018. С.228-232.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. –М.: Машиностроение, 1992. -672 с.
4. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. –М: Стройиздат, 1975. -328 с.
5. Швыдкий В.С., Ладыгичев М.Г. Очистка газов. Справочное издание. –М.: Теплоэнергетик, 2005. -640 с.

УДК: 622.621

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ВИДОВ СПОРТА

Алимбекова М.Ф.¹, Маслов Н.А.^{1,2}

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск
2. ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск

В целях совершенствования методики подготовки инженеров-инноваторов по наземным транспортно-технологическим средствам в студенческом научном объединении разработаны имитационные модели механического привода универсальной машины для новых технических видов спорта, смоделирован процесс движения машины, рассчитаны и оптимизированы параметры ее привода.

Ключевые слова: электронное обучение, имитационное моделирование, инженерная подготовка, студенческое научное объединение, технические виды спорта, сухопутная гребля, колесный движитель, рельсовый ход, гусеничный движитель, механический привод.

UNIVERSAL MACHINE FOR NEW TECHNICAL SPORTS
MECHANICAL DRIVE IMITATING MODELLING

Alimbekova M.F.¹, Maslov N.A.^{1,2}

1. Siberian Transport University, Novosibirsk
2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

In order to improve the method of teaching innovators in ground transport and technological means at the student scientific association the simulation models of mechanical drive of the universal machine for new technical sports have been designed, the machine movement process was modeled, the machine drive parameters have been calculated and optimized.

Keywords: e-learning, simulation modeling, engineering training, student science association, technical sports, ground paddling, wheel drive, railway drive, caterpillar drive, mechanical drive.

Известно, что физическое воспитание и спортивно-оздоровительная деятельность повышают эффективность обучения и работы людей. Гребной спорт является одним из популярных олимпийских видов спорта, имеющий, однако, определенную специфику – сезонность. В связи с этим подготовка спортсменов в межсезонье затруднительна. Су-

ществующие способы подготовки не в полной мере удовлетворяют требованиям спортсменов: недостаточно точно имитируют механику гребного движения и создаваемую при этом нагрузку, а также могут использоваться лишь в определенных условиях. Одним из решений такой нетривиальной задачи является создание и применение универсальной машины для новых технических видов спорта, что в полной мере соответствует программе развития факультета Управление транспортно-технологическими комплексами Сибирского государственного университета путей сообщения на 2019-2023 годы [1-4].

Цель работы: совершенствование методики подготовки инженеров-инноваторов по наземным транспортно-технологическим средствам в студенческом научном объединении с применением метода имитационного моделирования для решения оригинальных технических задач [3].

Задачи работы:

1. Разработка имитационных моделей механического привода универсальной машины для новых технических видов спорта (зимние и летние гонки на сухопутных байдарках) в программе SimulationX.

2. Расчет и оптимизация параметров привода с применением метода имитационного моделирования процесса движения машины.

Научная новизна работы заключается в создании эффективного средства совершенствования методики подготовки инженеров-инноваторов по наземным транспортно-технологическим средствам в студенческом научном объединении с применением метода имитационного моделирования для разработки новой уникальной машины.

Разрабатываемая универсальная машина (рисунок 1) для сухопутной гребли позволит наиболее точно в условиях тренировки симитировать механику при гребном движении и отличается возможностью круглогодичного использования как в условиях помещения (в стационарном или мобильном виде), так и на открытой местности в мобильном виде (на колесном, гусеничном и рельсовом ходу) на различных видах трасс при разных погодных условиях. Это позволит максимально использовать машину в течение года, что исключит затраты на покупку сезонных спортивных снарядов; позволит ситуативно применять машину в качестве тренажера либо спортивного снаряда на соревнованиях [1-4].

Для имитационного моделирования процесса движения разрабатываемой машины создана расчетная (имитационная) модель в программном комплексе SimulationX (рисунок 2). Эта модель составлена с использованием стандартных (библиотечных) элементов, образующих в совокупности цепочку передачи энергии от источника (спортсмена) к

двигателям (например, колесам). В схеме использованы такие элементы как: источник вращающего момента, приводные валы, цепные передачи между передними и задними колесами, приводные колеса, сосредоточенная масса машины, индикаторы измерения скоростных параметров машины и блок сопротивлений движению.

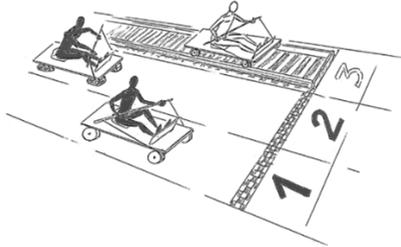


Рис. 1. Универсальные машины для сухопутной гребли на колесном, гусеничном и рельсовом ходу

Учитывая специфику «источника энергии», мощность, подводимая к системе, принята дискретной, так как гребной цикл включает в себя рабочее движение и обратный ход. Для этого на входе в созданной модели добавлен блок синтеза гармонического сигнала, управляющий периодами работы «двигателя» системы. На выходе системы учтены сопротивления от уклона дороги и ветра, а для колес, контактирующих с поверхностью качения, заданы коэффициенты трения.

Полученные в результате имитационного моделирования процесса движения машины в программе SimulationX данные коррелируют с данными, полученными численным моделированием (ручным расчетом).

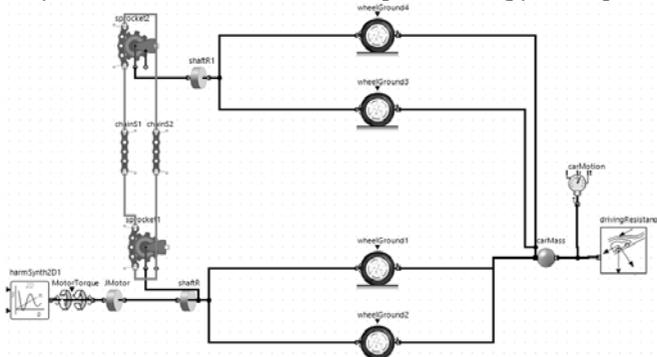


Рис. 2. Вариант схемы имитационной модели универсальной машины для сухопутной гребли на колесном ходу в программном комплексе SimulationX

Так, полученное в программе SimulationX значение скорости движения машины (рисунок 3) составило 3,4 м/с (около 12 км/ч), что согласуется с действительностью (например, на марафонских дистанциях в классе каяк K1 средняя скорость спортивной байдарки - менее 14 км/ч) и:

- принятыми при численном моделировании значениями суммарного сопротивления движению машины при наименее благоприятном сочетании нагрузок (машина осуществляет разгон под уклон, двигаясь против ветра);

- рассчитанными в результате численного моделирования значениями геометрических параметров ходового оборудования (колесного движителя) из условий обеспечения гарантированного движения машины (т.е. превышения движущей силой машины всех сил сопротивления) и тяги по сцеплению (для недопущения пробуксовывания машины) [5].

Кроме того, из графика скорости в функции времени разгона и движения машины (рисунок 3) видно, что машина разгоняется до номинальной скорости менее, чем за восемь секунд, что также весьма правдоподобно. Значение линейного ускорения машины при этом составило 0,43 м/с².

Таким образом, результаты имитационного моделирования процесса движения машины в программе SimulationX подтвердили правильность принятых исходных данных, следовательно, расчеты, выполненные численным моделированием, т.е. расчетом во, вновь разработанной на языке программирования Virtual Basic (VBA), вспомогательной программе [2-4], можно считать достаточно точными, а методику их выполнения – применимой для практических целей.

Полученные с помощью расчетов значения параметров машины могут быть использованы для непосредственного создания физического прототипа разрабатываемой машины, а именно при выборе стандартных комплектующих, например, колес или гусениц ходового оборудования машины.

Эффективность исследований обеспечена проведением расчетов параметров машины: ручным (численное моделирование) и автоматизированным (имитационное моделирование) способом с использованием программного продукта SimulationX. Полученные двумя способами результаты сопоставлены и сходятся с достаточной точностью.

Эффективность внедрения выполняемой разработки обеспечивается оптимизацией тренировочного процесса по универсальности, а зна-

чит экономической эффективности предлагаемой универсальной машины, а также имитации наиболее точной механики движения и нагрузки спортсмена в процессе тренировки на суше.

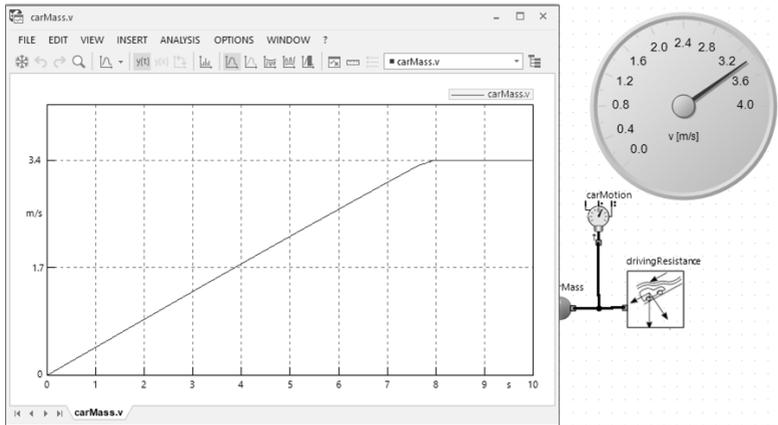


Рис. 3. Результат определения скорости движения универсальной машины для сухопутной гребли на колесном ходу в программном комплексе SimulationX

Предложенные методики расчетов проходят апробирование в учебном процессе при подготовке будущих инженеров-инноваторов (студентов третьего, четвертого и пятого курса специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства») на факультете Управление транспортно-технологическими комплексами Сибирского государственного университета путей сообщения при выполнении студенческой научной работы по гранту СГУПС и в рамках лабораторных и практических курсов дисциплин «Технические основы создания машин», «Измерительные средства» и др. Работа награждена дипломом XIV Всероссийского конкурса достижений талантливой молодежи «Национальное достояние России» в 2020 г.

Практическая реализация основной образовательной программы по специальности 23.05.01 при подготовке инженерных кадров и дополнительных образовательных программ при повышении квалификации инженерных кадров с использованием полученных результатов позволит существенно повысить качество подготовки специалистов (в образовательных центрах: студенческое научное объединение «Создание перспективных технологических машин и навесного оборудования для строительства, ремонта и обслуживания дорог» и базовая кафедра

«Устройство и эксплуатация путевых машин) по наземным транспортно-технологическим средствам для ведущих научных, производственных и эксплуатационных предприятий Российской Федерации [6,7].

Список литературы

1. Алимбекова М.Ф. Создание универсальной машины для новых технических видов спорта//Молодежь, инновации, технологии – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2019. – 231 с.
2. Алимбекова, М. Ф. Маслов, Н. А. Разработка алгоритма оптимизации параметров колесной машины для сухопутной гребли [Текст] / М.Ф. Алимбекова, Н. А. Маслов // Интеллектуальный потенциал Сибири: 27-я Региональная научная студенческая конференция (г. Новосибирск, 23-25 сентября 2019 г.): материалы конференции: в 3 частях. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2019. Часть 2: Сборник научных трудов. – 424 с., с.128-130.
3. Алимбекова М.Ф., Маслов Н.А. Разработка основ теории создания машин для новых технических видов спорта (зимние и летние гонки на сухопутных байдарках) // Сборник тезисов работ участников XIV Всероссийской конференции обучающихся «НАЦИОНАЛЬНОЕ ДОСТОЯНИЕ РОССИИ» и VIII Всероссийского молодежного форума «АПК – МОЛОДЕЖЬ, НАУКА, ИННОВАЦИИ»/ Под ред. А. А. Румянцев, Е. А. Румянцевой – М.: НС «ИНТЕГРАЦИЯ», «ОФИС ЦЕРЫ РОССИИ», РПЦ, Минобрнауки России, Минпросвещения России, Минтранс России, Минздрав России, Минсельхоз России, Минкультуры России, РОСКОСМОС, РОСВОЕНЦЕНТР, РИА, РАО, РГАУ-МСХА им. К. А. Тимирязева, 2020, 878 с. - 449-451 с.
4. Алимбекова М.Ф., Маслов Н.А. Применение метода численного моделирования при определении параметров универсальной машины для новых технических видов спорта [Текст] / М.Ф. Алимбекова, Н.А. Маслов // Цифровые трансформации в образовании (E-Digital Siberia'2020): материалы IV Междунар. науч.-практ. конф. (Новосибирск, 23 апреля 2020 г.). Сиб. гос. ун-т путей сообщения. – Новосибирск : Изд-во СГУПС, 2020. – 246 с., с.5-11.
5. Сырямин Ю.Н., Воронцов Д.С. Особенности тягового расчета машины для мойки тоннеля метрополитена на базе дрезины ДМСу // Полит-транспортные системы. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2017.-612 с.
6. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2019. - № 5, с.29-34.
7. Абрамов, А.Д., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Инновационные разработки студенческого научного объединения СГУПС - производству [Текст] / А.Д. Абрамов, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2020. - № 3, с.66-70.

УДК 621.226.5:621.85

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ КОМПЛЕКСНЫХ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

Анцев В.Ю.¹, Трушин Н.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

Рассматриваются результаты патентных исследований в области гидродинамических трансформаторов с двухступенчатой турбиной, предусматривающих режим гидромфты. Предлагаются проекты двухступенчатых комплексных гидротрансформаторов.

Ключевые слова: самоходная машина, трансмиссия, двухступенчатый гидротрансформатор.

KINEMATICS OF TWO-STAGE COMPLEX TORQUE CONVERTERS

Antsev V.Y.¹, Trishin N.N.¹

1. Tula State University, Tula

The results of patent research in the field of automotive torque converters with a two-stage turbine are considered. The original design of two-stage torque converters is proposed.

Keywords: self-propelled vehicle, transmission, torque converter.

В трансмиссиях самоходных машин с двигателями внутреннего сгорания широко применяются гидромеханические передачи (ГМП), содержащие гидротрансформатор [1]. Наибольшее распространение в трансмиссиях самоходных машин получили одноступенчатые комплексные гидротрансформаторы, способные работать в режиме гидромфты и содержащие три рабочих колеса (насос, турбину, реактор). Существенным недостатком наиболее распространенных автотракторных одноступенчатых гидротрансформаторов является относительно узкий диапазон автоматического изменения вращающего момента двигателя: максимальные значения коэффициента трансформации для таких устройств обычно находятся в пределах от 1,8 до 2,5. В отдельных конструкциях непрозрачных одноступенчатых гидротрансформаторов коэффициент трансформации достигает значений 3,5-4 [2]. Поэтому задачи проектирования энергетически эффективных гидромеханических трансмиссий для подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин остаются актуальными и в настоящее время.

Более высокими преобразующими свойствами обладают многоступенчатые гидротрансформаторы, в которых две или три турбины одновременно соединены с выходным валом. Максимальные значения коэффициента трансформации в многоступенчатых гидротрансформаторах достигают 4,5-6,5. Некоторое распространение в трансмиссиях тяжелых грузовых автомобилей, автобусов, тракторов, танков, тепловозов и других машин получили многоступенчатые гидротрансформаторы типа Lysholm-Smith и Twin Disc [3]. В частности, двухступенчатые гидротрансформаторы работают в гидропередачах УПП-1200 маневровых тепловозов семейства ТГМ-6 мощностью 1200 л.с. Схема проточной части многоступенчатых гидротрансформаторов типа Lysholm-Smith и Twin Disc такова, что они не работают на режиме гидромукты. Поэтому были разработаны комплексные варианты двухступенчатых гидротрансформаторов, которые способны переходить на режим гидромукты при передаточных отношениях более 0,8.

Как правило, в двухступенчатых гидротрансформаторах насос – центробежного типа, турбина первой ступени – осевого типа, а турбина второй ступени – центростремительного типа. Турбина осевого типа более эффективно работает в диапазоне малых передаточных отношений (от 0 до 0,4), а турбина центростремительного типа – в диапазоне более высоких передаточных отношений (более 0,4) и на режиме гидромукты [4].

Одним из первых двухступенчатых комплексных гидротрансформаторов стала разработка инженера Пьеро Салерни (Piero Mariano Salerni) из лондонской компании Salerni Coupling Limited (патент США № 2293767, 1942). Практическая реализация гидротрансформатора Салерни в трансмиссиях автобусов была осуществлена британской компанией Brockhouse Engineering [5]. В связи с этим в технической литературе такой двухступенчатый гидротрансформатор получил наименование Brockhouse-Salerni (патент Великобритании № 640727, 1950). Кинематическая схема гидротрансформатора Brockhouse-Salerni представлена на рис. 1.

Гидротрансформатор Brockhouse-Salerni содержит пять рабочих колес: насос Н, две турбины Т1 и Т2, два реактора Р1 и Р2, две муфты свободного хода МСХ1 и МСХ2, связанные с реакторами. Первая турбина в круге циркуляции рабочей жидкости располагается перед второй турбиной. Конструктивной особенностью данного гидротрансформатора является размещение муфты свободного хода для первого реактора во внутреннем торе гидротрансформатора.

В 1949 г. американская автомобильная компания Packard Motor Car Company (впоследствии Studebaker-Packard Corp.) выпустила ГМП Ultramatic [5], которая была оснащена двухступенчатым блокируемым гидротрансформатором, разработанным Форестом МакФарландом (Forest McFarland). Позднее в ГМП Twin Ultramatic гидротрансформатор стал комплексным. Кинематическая схема гидротрансформатора Ultramatic представлена на рис. 2 (патент США № 2689029, 1954).

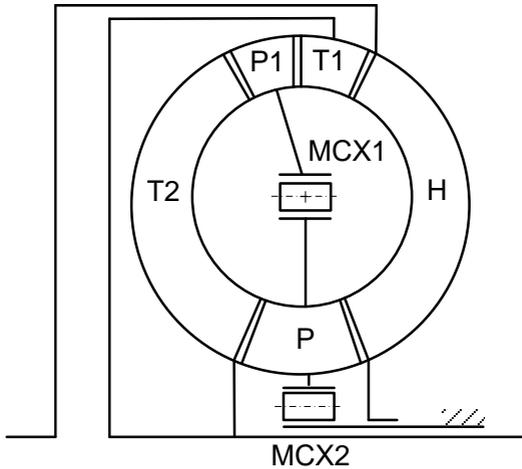


Рис. 1. Схема двухступенчатого гидротрансформатора Brockhouse-Salerni

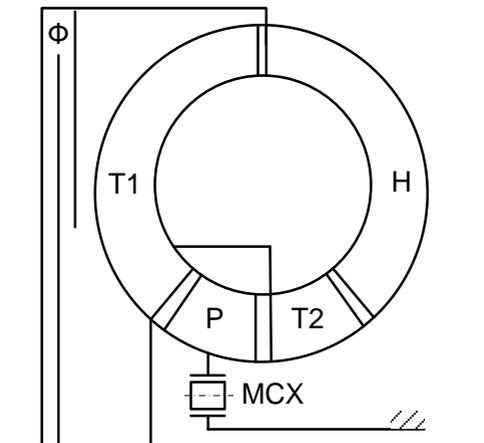


Рис. 2. Схема двухступенчатого гидротрансформатора Ultramatic

В гидротрансформаторах Ultramatic содержится четыре рабочих колеса: насос Н, первая и вторая турбины Т1 и Т2, реактор Р. Турбина второй ступени Т2 в круге циркуляции рабочей жидкости расположена после турбины первой ступени Т2. Фрикционная муфта Ф предназначена для блокировки гидротрансформатора.

Схема гидротрансформатора Ultramatic также была рациональной с точки зрения реверсирования гидротрансформатора путем изменения порядка включения рабочих колес при торможении турбинных колес. Такой эффект был в частности реализован в гидромеханической передаче А.Н. Нарбута (а.с. СССР № 126751, 1960), кинематическая схема которой показана на рис. 3. Кроме комплексного двухступенчатого гидротрансформатора типа Ultramatic ГМП содержит планетарный ряд типа 2К-Н и три элемента управления. Первая (понижающая) передача переднего хода включается с помощью тормозной муфты Ф1, вторая передача переднего хода (прямая) включается с помощью блокировочной муфты Ф, а передача заднего хода – при включении тормозной муфты Ф2, которая останавливает турбинное колесо. Обратное вращение в последнем случае получает реактор, движение от которого через заклиненную муфту свободного хода МСХ через планетарный редуктор передается на ведомый вал.

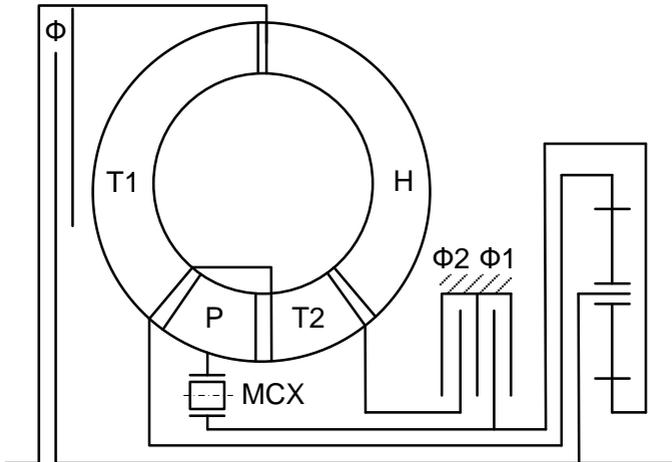


Рис. 3. Схема гидромеханической передачи А.Н. Нарбута

Чтобы преодолеть недостатки гидротрансформатора Brockhouse-Salerni и устранить тормозящее действие турбины первой ступени при

передаточных отношениях свыше 0,6 и на режиме гидромолоты, С.М. Трусов предложил соединять турбину первой ступени с выходным валом гидротрансформатора посредством муфты свободного хода (а.с. СССР № 116957, 1959). Кинематическая схема двухступенчатого комплексного гидротрансформатора С.М. Трусова представлена на рис. 4.

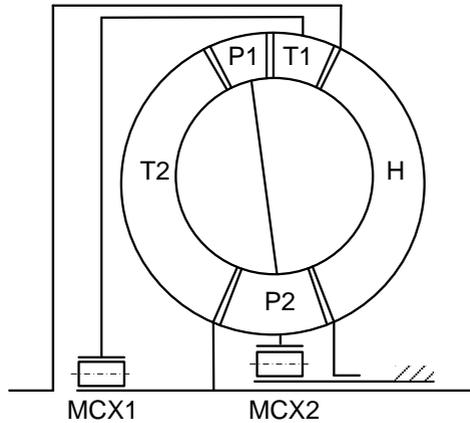


Рис 4. Схема двухступенчатого гидротрансформатора конструкции С.М. Трусова

Гидротрансформатор С.М. Трусова содержит пять рабочих колес: насос Н, турбину Т1 первой ступени, первый реактор Р1, турбину Т2 второй ступени, второй реактор Р2. Первая турбина соединена с ведомым валом посредством муфты свободного хода МСХ1, а вторая турбина непосредственно соединяется с ведомым валом. Реакторы Р1 и Р2 жестко соединены между собой, а реактор Р2 соединен также с корпусом посредством муфты свободного хода МСХ2. Наличие муфты свободного хода МСХ1 позволяет турбине Т1 свободно вращаться в потоке рабочей жидкости, оказывая относительно небольшое гидравлическое сопротивление в неэффективном для нее режиме работы.

В 1960-х гг. инженер компании Ford Motor Мартин Габриель (Martin Gabriel) сконструировал двухступенчатый комплексный гидротрансформатор, кинематическая схема которого представлена на рис. 5 (патент США № 3205662, 1965). В этом гидротрансформаторе вторая турбина размещается в круге циркуляции рабочей жидкости после второй турбины между двумя реакторами, установленными на муфтах свободного хода.

В результате выполненных патентных исследований с целью совершенствования конструкций исходных двухступенчатых гидротрансформаторов и повышения его КПД во всем диапазоне трансформации вращающего момента и на режиме гидромукты были предложены две кинематические схемы двухступенчатых комплексных гидротрансформаторов.

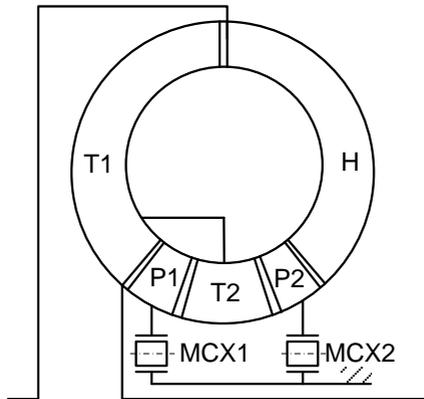


Рис. 5. Схема двухступенчатого гидротрансформатора Ford

Кинематическая схема двухступенчатого гидротрансформатора первого типа представлена на рис. 6 (патент РФ № 2682694, 2019).

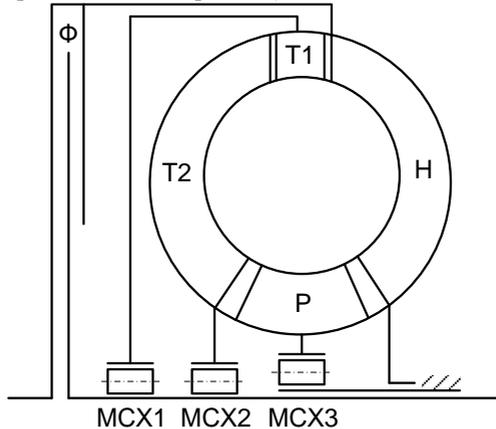


Рис. 6. Схема первого варианта двухступенчатого гидротрансформатора

Гидротрансформатор содержит насос Н, турбину Т1 первой ступени осевого типа, соединенную с помощью муфты свободного хода

МСХ1 с ведомым валом, турбину Т2 второй ступени центростремительного типа, соединенную с помощью муфты свободного хода МСХ2 с ведомым валом. Реактор Р с помощью муфты свободного хода МСХ3 соединен с корпусом. Насос Н и турбина Т2 расположены симметрично друг относительно друга, что позволяет данному гидротрансформатору эффективно работать на режиме гидромуфты. Муфта Ф блокирует гидротрансформатор.

Рабочая жидкость, выходя из турбины Т1 и поступающая в турбину Т2, создает на последней отрицательный вращающий момент. Чтобы устранить тормозящее действие турбины Т2 на ведомый вал, муфта свободного хода МСХ2 отключает турбину Т2 от ведомого вала. Вращающий момент на ведомом валу при этом создается только первой турбиной Т1. По мере увеличения передаточного отношения гидротрансформатора знак вращающего момента на турбине Т2 в какой-то момент становится положительным. При этом турбина Т1 может вращаться быстрее турбины Т2 и отключаться от ведомого вала с помощью муфты свободного хода МСХ1.

На рис. 7 приведена кинематическая схема второго варианта двухступенчатого гидротрансформатора, в котором с целью расширения эксплуатационных возможностей самоуправляемые муфты свободного хода МСХ1 и МСХ2 (см. рис. 6) заменены управляемыми муфтами Ф1 и Ф2 (патент РФ № 2716378, 2020).

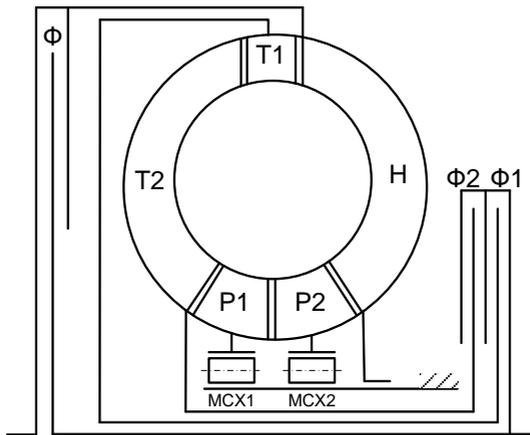


Рис. 7. Схема второго варианта двухступенчатого гидротрансформатора

В зависимости от величины передаточного отношения муфты Ф1 и Ф2 поочередно включают в работу первую и вторую турбины, обеспе-

чивая оптимальную работу гидротрансформатора в различных условиях движения самоходной машины. Для автоматического управления муфтами Ф1 и Ф2 предусматривается соответствующая гидравлическая система.

Спроектированные гидротрансформаторы ориентированы для применения в трансмиссиях колесных и гусеничных транспортно-погрузочных и иных тяжелых самоходных машин, оснащенных дизельными двигателями. Схема расположения рабочих колес в спроектированных гидротрансформаторах позволяет заимствовать элементы конструкции от серийных одноступенчатых гидротрансформаторов. Поскольку турбины соединяются с ведомым валом через муфты, то возможно независимое профилирование и оптимизация параметров их лопаток. При реализации предлагаемых конструкций возможно также использование известных рациональных параметров рабочих колес для двухтурбинных гидротрансформаторов отечественной разработки (а.с. СССР № 887850, 1981). Повышенные преобразующие способности рассмотренных гидротрансформаторов позволяют сократить количество ступеней в сопрягаемых с ними механических коробках передач.

Список литературы

1. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2001. – 736 с. – Текст : непосредственный.
2. Брацлавский, Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин / Х.Л. Брацлавский. – Москва : Машиностроение, 1976. – 149 с. – Текст : непосредственный.
3. Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация / Б.А. Гавриленко [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1980. – 219 с. – Текст : непосредственный.
4. Мазалов, Н.Д. Гидромеханические коробки передач автомобилей / Н.Д. Мазалов, С.М. Трусов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 296 с. – Текст : непосредственный.
5. Лapidус, В.И. Гидромеханические передачи автомобилей / В.И. Лapidус, В.А. Петров. – Москва : Машгиз, 1961. – 495 с. – Текст : непосредственный.

Сведения об авторах

1. Анцев Виталий Юрьевич – д.т.н., профессор, зав. кафедрой "Подъемно-транспортные машины и оборудование" ФГБОУ ВО "Тульский государственный университет" (г. Тула).
2. Трушин Николай Николаевич – д.т.н., доцент, профессор кафедры "Технология машиностроения" ФГБОУ ВО "Тульский государственный университет" (г. Тула).

УДК 62-2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ РЕМОНТА МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИСПЕРСИОНАПОЛНЕННЫХ ПОЛИМЕРОВ

Артамонов И.А.¹

1. Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва

Аннотация: данная научная работа посвящается оценке технико-экономической эффективности применения полимерных композитных материалов при проведении ремонта деталей машин. В статье рассмотрены наиболее популярные, экономически выгодные традиционные методы ремонта деталей автомобиля. Автор приходит к выводу, что применение дисперсно-наполненных композитов для ремонта корпусных изделий является актуальной темой, так как их использование позволяет значительно сократить время технологического процесса ремонта. В работе проводится анализ материалов и методов восстановления корпусных деталей с применением полимерных композитных материалов.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, дисперсно-наполненные композиты, дефекты корпусных деталей машин, ремонт корпусных деталей машин.

IMPROVEMENT OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF REPAIRING MACHINES USING DISPERSION-FILLED POLYMERS

Artamonov Ilya Aleksandrovich

Moscow automobile and road construction state technical university (MADI), Moscow

Abstract: this scientific work is devoted to assessing the technical and economic efficiency of the use of polymer composite materials when repairing machine parts. The article discusses the most popular, cost-effective traditional methods of repairing car parts. The author concludes that the use of dispersion-filled composites for the repair of hull products is an urgent topic, since their use can significantly reduce the time of the repair process. The paper analyzes the materials and methods of restoring body parts using polymer composite materials.

Keywords: polymer composites, dispersion-filled composites, defects in machine parts, repair of machine parts.

Введение

Одним из главных создателей ПКМ (полимерных композиционных материалов) в нашем мире является природа. Природа создала композиционные материалы задолго до того, как человек смог объяснить

свойства композиционных материалов и осознано использовать композит в создаваемых конструкциях. Многие натуральные природные материалы (кожа, кость, рога, ракушки и т.д.), по сути, являются композитами, состоящими из двух разных материалов: наполнителя (роль которого выполняют тонкие волокна или дисперсные частицы) и матрицы, или, как чаще говорят, связующего (роль которого в природных композитах играют различные типы смол, в том числе и молекулы белка). С давнего времени человечество пытается создать материалы аналогичные природным, однако, на сегодняшний день многие природные композиты по своим Физико-механическим свойствам превосходят материалы, сделанные человеком. Например, известно, что перья птиц прочнее и при этом существенно легче, чем броня таких современных материалов, как кевлар, а по своим значениям удельной прочности и длительной стойкости к знакопеременным нагрузкам материал птичьего пера может конкурировать с современными алюминием – магниевыми сплавами. Сознательное применение композиционных материалов началось еще на ранних стадиях развития человечества. Одним из первых дисперсно-наполненных композитов можно считать кирпичи из глины, в которые добавляли солому, придававшую повышенные механические свойства строительному материалу, с тех пор данная технология все еще используется в строительстве, однако, она усовершенствовалась, теперь вместо соломы в бетон добавляют щелочестойкий рубленый стеклоровинг. Использование природных битумов позволило повысить водостойкость природных материалов и изготавливать суда из камыша, пропитанного битумом. Прослеживается аналогия между изготовлением боевых луков у кочевников с использованием нескольких слоев из дерева, рога, шелка, скрепляемых с помощью клея, и современными металлодеревотканевыми слоистыми конструкциями, соединяемыми смолами.

Полимерные композиционные материалы (ПКМ) – это неоднородная совокупность двух или более компонентов, различающихся по физико-механическим свойствам и химическому составу. Одни компоненты являются армирующими, другие – связующими их матриц. От армирующего материала (наполнителя) зависит очень много характеристик конечного изделия, а именно:

- пределы прочности при растяжении/сжатии;
- модуль упругости;
- твердость;
- износостойкость;
- теплопроводность;
- электрические свойства;

акустические свойства;
коэффициент трения.

Связующее предназначено для того, чтобы “связывать” между собой элементы наполнителя. После отверждения связующее превращается в матрицу, которая представляет собой непрерывную фазу.

От свойств связующего зависят следующие факторы:

тепло и термостойкость;
стойкость к действию различных сред (вода, пар, топливо и т.д.);
ударная вязкость;
ударная прочность;
ползучесть;
релаксация напряжений.

Дисперсно-наполненные ПКМ – это композиционные материалы, в которых, в качестве наполнителя используются дисперсные частицы. В зависимости от требований к физико-механическим свойствам могут использоваться различные наполнители, такие как: мел, слюда, оксиды металлов, стеклосферы, углерод в виде сажа или фуллеренов, аэросил, чешуйки стекла или глины, каучукоподобные включения и др. Помимо типа наполнителя на физико-механические свойства огромное влияние будут оказывать следующие параметры:

размер дисперсно-наполненных частиц;
процентное содержание наполнителя относительно связующего;
тип матрицы (реактопласт, термопласт);
свойства связующего.

Применение дисперсно-наполненных композитов для ремонта корпусных изделий является актуальной темой, так как использование ПКМ позволит значительно сократить время технологического процесса ремонта, а следовательно, позволит увеличить рентабельность предприятия, на котором применяются технологии ремонта изделий из ПКМ.

В настоящее время, в промышленно развитых странах производство изделий из полимерных композиционных материалов неуклонно растет, поскольку эти материалы позволяют добиться существенного снижения веса изделий и конструкций, в том числе работающих в экстремальных условиях, при одновременном увеличении их надежности и ресурса. Одним из важнейших условий конкурентоспособности полимерных композиционных материалов является оптимальное сочетание их технологичности в производстве и применении с высокими эксплуатационными характеристиками (прочностью, жесткостью, износостойкостью) и низкой стоимостью.

На данный момент темпы роста мирового рынка выше мирового роста ВВП в 1,4 раза (4% против 2,9%). (рисунок 1.1). При этом замещение традиционных материалов на композиционный идет очень быстрыми темпами, как можно видеть на диаграмме (рисунок 1.2), объем применения композитов в таких отраслях как ветроэнергетика, судостроение, электрика и электроника уже превышает объем применения других материалов. Применение ПКМ в транспортной отрасли на данный момент составляет 7% от общего объема применения материалов, что является достаточно высоким показателем.

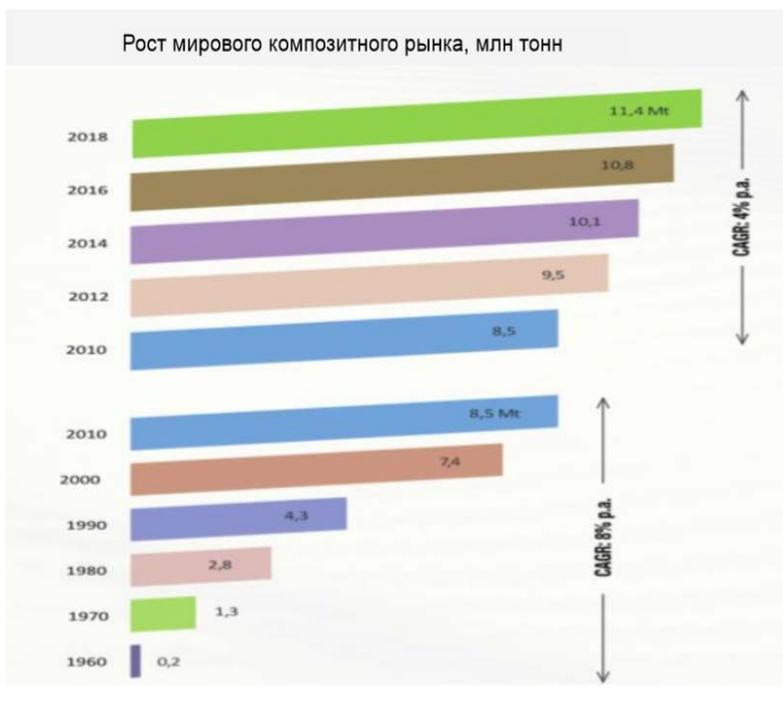


Рис. 1.1. Темпы роста мирового рынка композиционных материалов



Рис. 1.2. Структура применения композитов по отраслям

1. Аналитический обзор литературы по теме, развернутое обоснование выбора направления исследований и изложение общей концепции работы

1.1. Анализ дефектов корпусных деталей

Корпусные детали применяются практически во всех элементах автомобиля: раздаточной коробки (при ее наличии), блок цилиндров ДВС, корпуса главного и колесных редукторов, корпуса гидравлических и пневматических насосов, корпуса распределительных устройств, тормозных цилиндров и т.д.

Дефекты, возникающие, в корпусах деталей можно разделить на 3 основных вида:

Механические повреждения (рисунок 1.3,1.4) – трещины, сколы, задиры, выкрашивания, срез и смятие резьбы, облом шпилек и болтов, проломы, наплывы металла, облом крепежных «ушек», изменение шероховатости в результате абразивного изнашивания.



Рис. 1.3. Трещина корпуса АКПП



Рис. 1.4. Пробитие картера двигателя

Основными причинами возникновения механических повреждений является:

- нарушение эксплуатационных норм;
- нарушение технологии производства изделия;
- использование некачественного сырья;
- механические воздействия (удары, вибрация и т.д.);
- нарушение технологии ремонта узла, как следствие возникновение дефекта в процессе ремонта;
- нарушение технологии ремонта узла, как следствие возникновение дефекта после ремонта, в процессе эксплуатации;
- механическое повреждение вызвано выходом из строя одного из элементов системы.

2) Температурные повреждения (рисунок 5) – коробление, микротрещины, деформация участков и плоскостей, раковины, окалины, нагар, изменение структуры металла детали, деформация привалочных плоскостей.



Рис. 1.5. Рабочая поверхность гильзы блока цилиндров после перегрева

Основными причинами возникновения температурных повреждений является:

- Перегрев узла в результате нарушения эксплуатационных норм;
- перегрев узла в результате возникновения дефекта в одной из сопрягаемых деталей;
- перегрев узла в процессе эксплуатации, по причине неправильно проведенного ремонта;
- использование некачественного сырья.

3) Физико-химические (рисунок 6.) – разнообразная коррозия (химическая, атмосферная, эрозионная, фреттинг коррозия и т.д.), кавитационный износ, растворение поверхности, изнашивание посадочных поверхностей, образование на поверхности окислов и продуктов химических реакций.



Рис. 1.6. Крышка КПП RENAULT Megane Scenic

Основными причинами возникновения физико-химических повреждений является:

- Воздействие агрессивных сред;
- использование некачественного сырья;
- воздействие влаги или сухого воздуха;
- эрозия, в результате износа;
- воздействие гальванических воздействий.

Все вышеперечисленные виды дефектов относятся к корпусным деталям, изготовленным из металлов и ПКМ, однако, зачастую стойкость к механическим дефектам у корпусов из ПКМ выше, связано это с более высокой пластичностью некоторых композитных материала, в

сравнении с металлом. Также изделия из композита в меньшей степени подвержены воздействию агрессивных сред.

1.2. Анализ существующих технологических процессов ремонта корпусных деталей машин

Основной задачей при ремонте корпусных деталей является правильно выбрать технологию восстановления и соблюсти все технологические процессы восстановления. В процессе существования отрасли авторемонтных работ было изучено и предложено большое количество способов восстановления корпусных деталей, однако, на данный момент используется не такое большое количество методов восстановления корпусов, прежде всего это связано с необходимостью получения экономической выгоды при выполнении ремонтных работ, ведь за частую более выгодным решением является полная замена корпусной детали. В данной главе будут рассмотрены наиболее популярные, экономически выгодные традиционные методы ремонта корпусных деталей автомобиля.

Так как большинство корпусных деталей автомобиля изготовлены из чугуна, мягких сплавов стали или алюминия - самым распространенным способом восстановления корпуса является сварочно-наплавочный метод. Данный метод является эффективным и требует минимум экономических и трудовых затрат. Рассмотрим технологический процесс:

- демонтаж всего узла;
- полная разборка узла если это необходимо;
- удаление грязи и масляных подтеков;
- определение начала и конца трещины;
- засверливание концов трещины, для исключения распространения трещины;
- зачистка и обезжиривание места, где будет проводиться заварка;
- проведение сварочных работ;
- охлаждение детали.

Данный технологический процесс справедлив для большинства видов сварок, на данный момент существует большое количество технологий сварки (рисунок 1.7.), самыми распространенными для корпусных деталей автотранспорта являются:

- электро-контактная сварка (рисунок 1.8.);
- полуавтоматическая сварка (рисунок 1.9.);
- газовая сварка (рисунок 1.10.);
- TIG сварка (рисунок 1.11.).

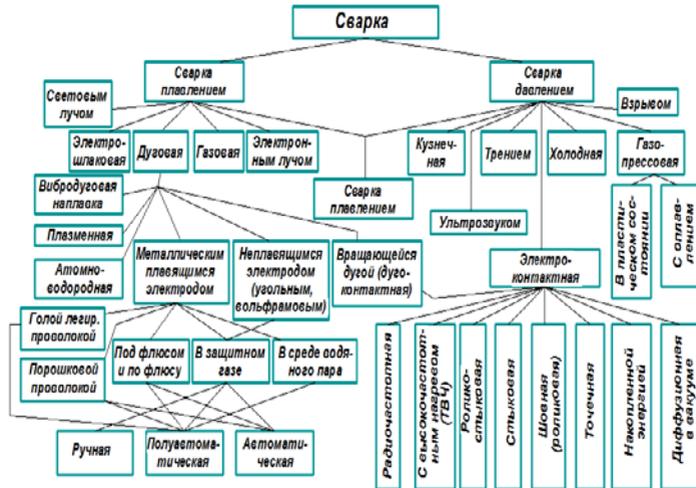


Рис. 1.7. Виды сварок

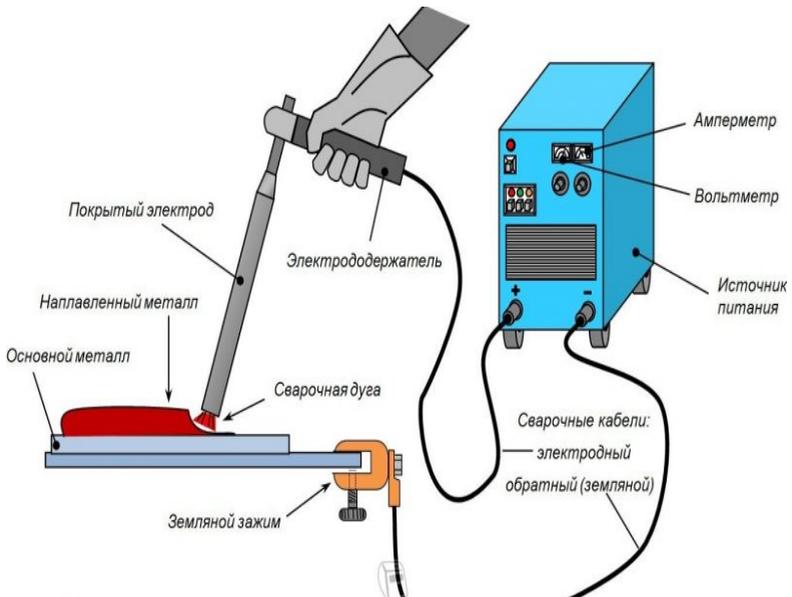


Рис. 1.8. Схема работы электродуговой сварки

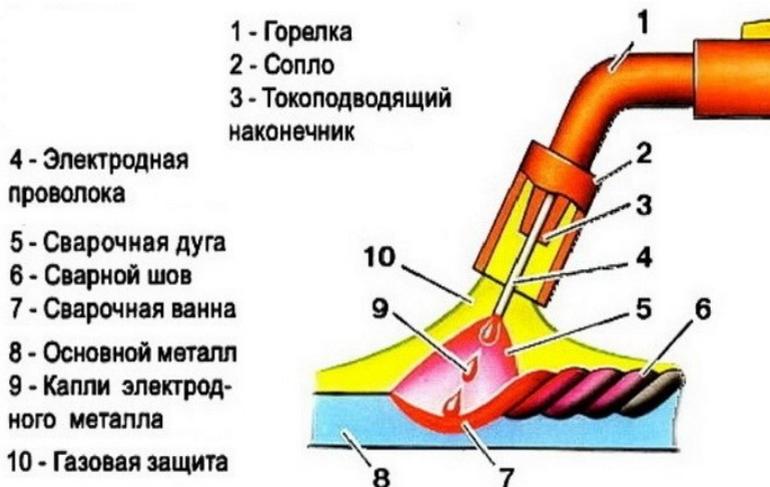


Рис. 1.9. Схема работы полуавтоматической сварки

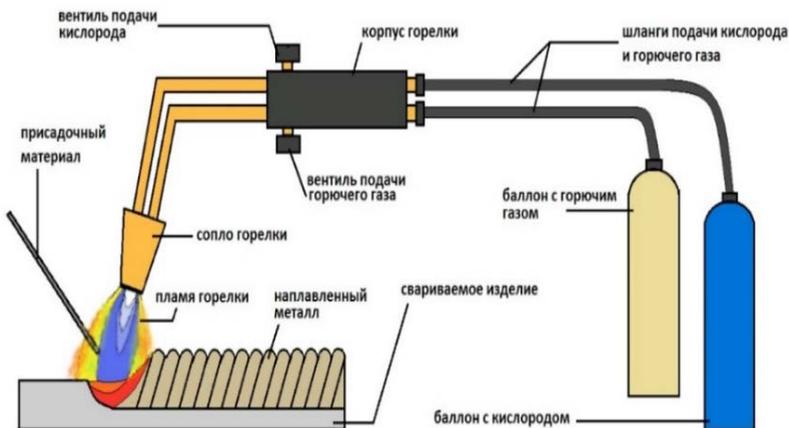


Рис. 1.10. Схема работы газовой сварки

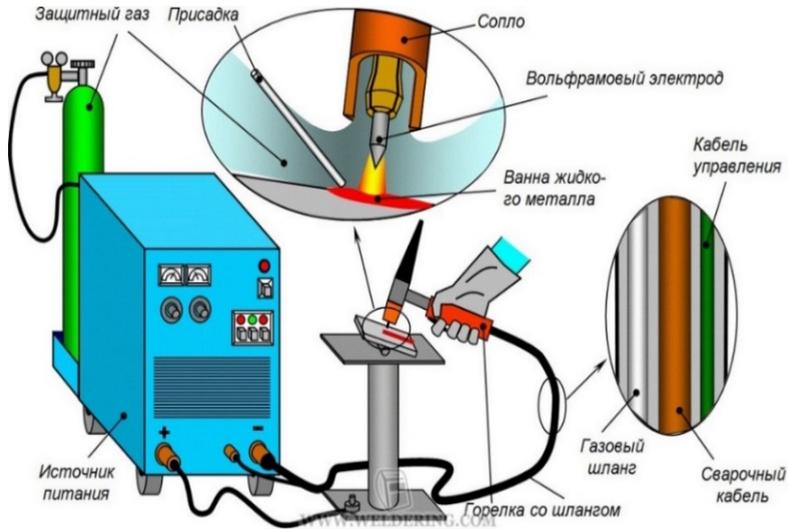


Рис. 1.11. Схема работы ТИГ сварки

Второй способ восстановления механического повреждения – это установка заплатки с использованием заклепок или специальных штифтов (рисунок 1.12).



Рис. 1.12. Заплата кузова автомобиля

Третий способ восстановления повреждения корпуса – это восстановление гальваническим методом. Суть технологии включает в себя несколько вариантов восстановления, в зависимости от требований, к ремонтируемой поверхности:

- электрохимическом осаждение металлов на восстанавливаемые поверхности;
- электролитическое наращивание металла на участке детали;
- осаждение металла повышенной твердости;
- осаждение антикоррозионных и виброгасящих покрытий.

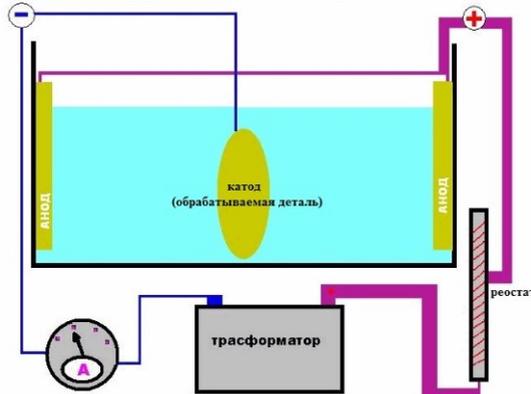


Рис. 1.13. Схема гальванической ванны

Следующий способ восстановления детали называется металлизацией. Расплавленный металл в специальном приборе — металлизаторе струей воздуха или газа распыляется на мельчайшие частицы и переносится на предварительно подготовленную поверхность детали. Нанесенный слой не является монолитным, а представляет собой пористую массу, состоящую из мельчайших окисленных частиц.

К основным видам восстановления различных деталей давлением относятся:

- осадка при восстановлении втулок, пальцев, зубчатых колес;
- раздача при восстановлении пальцев поршней, роликов автоматов и т. п.;
- обжатие при восстановлении вкладышей подшипников и втулок;
- вдавливание при восстановлении зубчатых колес и шлицевых валов;
- правка для выправления гладких и коленчатых валов и рычагов;
- накатка для увеличения диаметра шеек и цапф валов за счет поднятия гребешков металла при образовании канавок.

1.3. Выводы по первой главе. Постановка цели и задач исследования

Проведя анализ используемых технологий и материалов для восстановления корпусных изделий можно сделать вывод, что на данный

момент применение способа восстановления работоспособности корпусных деталей является менее распространенным в сравнении с традиционными методами. Однако использование ПКМ при ремонте деталей имеет ряд значительных преимуществ, а именно:

- возможность применения ремонтного материала для металла, композита, и других разновидностей конструкционного материала;
- является экономически выгодным, в сравнении с традиционными методами;
- не требует высокой квалификации работника, выполняющего ремонт;
- не требует наличия специального оборудования;
- позволяет проводить ремонт в полевых условиях;
- требует минимум временных затрат на выполнение работ.

2. Описание объектов исследования и используемых при проведении исследования методов

2.1. Методы определения циклических нагрузок на деталь

Циклические нагрузки – это напряжения, которые переменны во времени и возникают в результате воздействия нагрузок переменных по величине или направлению. Значительные циклические нагрузки на корпусные детали возникают в тех случаях, когда корпусная деталь используется в качестве силового элемента конструкции и помимо основной функции (крепёж и точное сопряжение элементов системы), выполняет функцию несущего нагруженного элемента. В качестве примера данного типа конструкций можно привести спортивные автомобили формульного класса – коробка передач и двигатель используются в качестве несущей системы автомобиля. На рисунке 2.1 изображена коробка передач для автомобиля формульного класса, как можно видеть к корпусу прикреплены рычаги подвески, что означает, что корпус имеет циклические нагрузки на кручение.



Рис. 2.1. Коробка передач автомобиля формульного класса

Еще одним примером корпусной детали из ПКМ, работающей в условиях циклических нагрузок является приводной вал. Корпусом в данном случае является ось вала, которая сопрягает наконечники вала. На рисунке 2.2. изображена разрушенная ось приводного вала, изготовленного из ПКМ. Как можно видеть на рисунке, характер разрушения хрупкий, что является преимуществом в сравнении с разрушением оси приводного вала, изготовленного из металла. Металлический вал прежде чем разрушиться деформируется в ослабленном месте, что является недостатком, так как детали изготовленные из пластичного материала подвержены усталостным разрушениям в большей степени, чем детали изготовленные из материалов с низкой пластичностью.



Рис. 2.2. Разрушенная ось вала из ПКМ

Накопление микрповреждений называют усталостью материала, а усталостная прочность тогда есть способность материала не «уставать» и держать нагрузку. При испытании и расчетах циклической нагрузки различают следующие разновидности циклов:

- Симметричный цикл – максимальное и минимальное напряжения равны по абсолютной величине и противоположны по знаку.
- Асимметричный цикл – максимальное и минимальное напряжения не равны по абсолютной величине, при этом асимметричный цикл может быть знакопеременным или знакопостоянным.
- Знакопеременный цикл – максимальное и минимальное напряжения не равны по абсолютной величине и противоположны по знаку.

- **Знакопостоянный цикл** – максимальное и минимальное напряжения не равны по абсолютной величине и имеют одинаковый знак.

- **Пульсирующий цикл** – максимальное или минимальное напряжения равны нулю.

Основным параметром при циклических нагрузках является предел выносливости. Предел выносливости - прочностная характеристика материала, характеризующая выносливость материала при циклических нагрузках. Предел выносливости определяется, как наибольшее (предельное) максимальное напряжение цикла, при котором не происходит усталостного разрушения образца после произвольно большого числа циклических нагружений.

Для проведения расчета на прочность при переменных нагрузках проводят испытания для определения механических характеристик материала. Для испытаний изготавливают серию одинаковых образцов. Чаще всего образцы испытывают на изгиб при симметричном цикле изменения напряжения. Первый образец подвергается максимальному значению напряжения, близкому к пределу прочности материала, последующие образцы испытывают с более низким значением напряжения, в результате чего количество повторяющихся циклов увеличивается, циклы нагружения повторяются до момента разрушения образца. В результате проведения испытаний строят график кривой усталости (рисунок 2.3) – по оси абсцисс отмечают количество циклов, по оси ординат – напряжение.

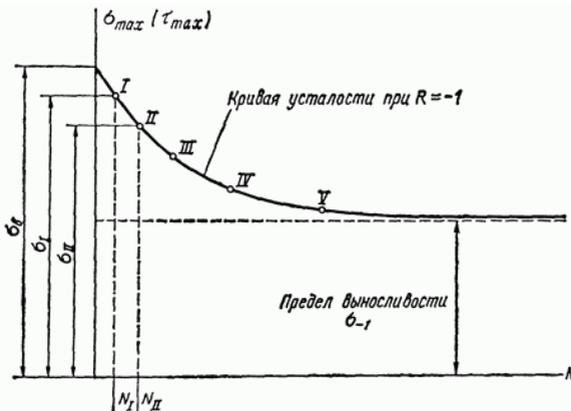


Рис. 2.3. График кривой усталости

При снижении напряжения количество циклов, которые способен выдерживать испытываемый материал начинает стремиться к условно бесконечному количеству. Значение напряжения при котором

выполняется данное условие является пределом выносливости. Стоит отметить, что распространение трещин при изгибе происходит менее интенсивно, чем при центральном растяжении сжатии.

Рассмотрим способ расчета на прочностную усталость подходом, основанным на напряжениях. Разделяют два вида нагружения:

- 1) постоянная амплитуда и постоянное нагружение;
- 2) непостоянная амплитуда и нагружение.

При непостоянной амплитуде и нагружении алгоритм значений нагрузок и амплитуд в программе задается заранее. Расчет при постоянной амплитуде является более простым, так как факторы, влияющие на результат цикличны. Рассмотрим последовательность действий при расчете прочностной усталости в программе ANSYS Workbench:

- 1) На первом этапе задаём места закрепления, приложения силы и момента силы (рисунок 2.4).

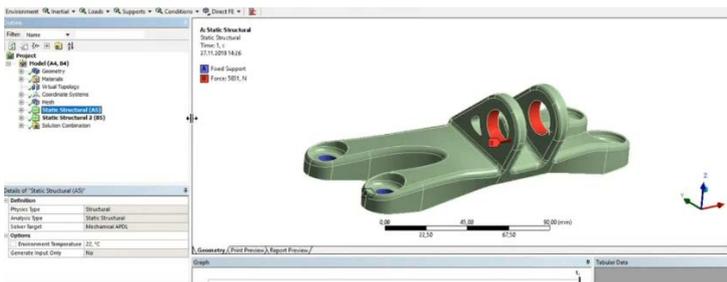


Рис. 2.4. Задание места приложения нагрузки

- 2) Задаем параметры цикла (рисунок 2.5.)

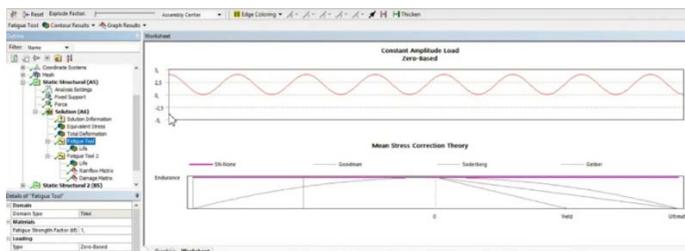


Рис. 2.5. Построение графика цикла нагружения

- 3) Строим сетку конечных элементов, запускаем расчет и в результате получаем количество циклов, которые выдержит деталь, а

так же участки детали, которые будут подвержены разрушению в первую очередь. (рисунок 2.6.)

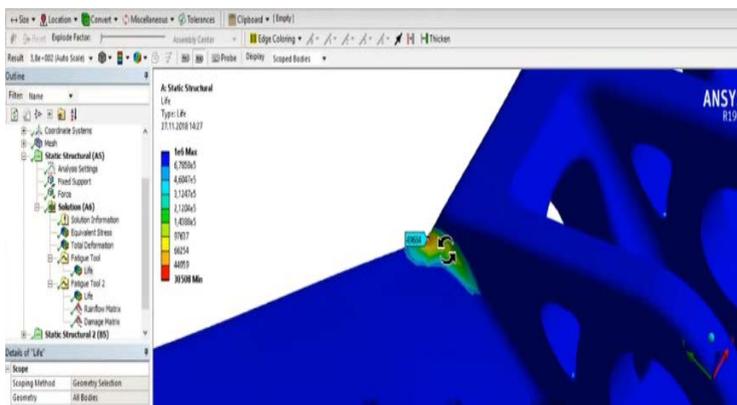


Рис. 2.6. Тепловая диаграмма с обозначением места разрушения

После проведения компьютерных расчетов необходимо провести реальные испытания корпусной детали и убедиться в правильности проведенных расчетов. Испытания проводят в соответствии с «ГОСТ Р 57143-2016 Композиты полимерные. Метод испытания на усталость при циклическом растяжении». Для испытания используют испытательную машину с погрешность измерений до 1%. Образцы не должны иметь скрытых и открытых дефектов, изделие должно быть закреплено в зажимах с использованием прочных клеевых составов, возникновение дефектов клеевого состава не допустимо. Перед проведением испытаний образцы кондиционируют по ГОСТ Р 56762 при температуре $(23\pm 3)^\circ\text{C}$ и относительной влажности $(50\pm 10)\%$, если иное не установлено в нормативном документе или технической документации на материал.

2.2. Экспериментальное определение максимальных нагрузок на растяжение и сдвиг и максимальных циклических нагрузок на восстановленную деталь.

На этапе разработки метода восстановления детали необходимо определить, что при данном методе восстановления прочностные характеристики не изменятся. Основные свойства, которые необходимо проверить – это прочность, жесткость, теплостойкость, износостойкость и виброустойчивость. В данной главе будут рассмотрены способы и методы определения прочностных свойств восстановленных деталей.

Испытания для определения максимальных нагрузок при растяжении проводят в соответствии с ГОСТ Р 56785-2015.



Рис. 2.7. Разрывная машина РЭМ-20

Образцы для испытаний имеют плоскую прямоугольную форму, не должны содержать дефекты, изготавливаются с накладками, которые используются в качестве зажимов, либо без накладок, в таком случае используются зажимы разрывной машины с наждачной бумагой. Отклонение не должно превышать $\pm 1\%$ по ширине и $\pm 4\%$ по толщине. Отклонение армирующего материала не должно превышать $\pm 0,5\%$. (рисунок 2.8.)

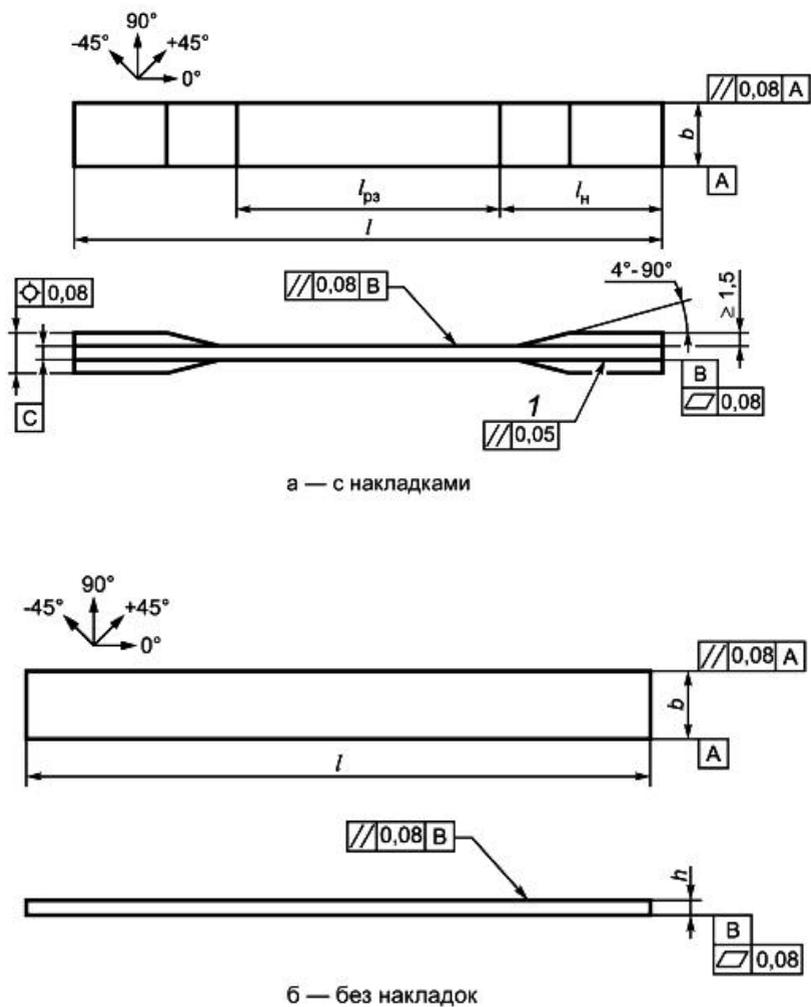


Рис. 2.8. Образцы для испытаний на растяжение

Рекомендованные размеры образцов указаны в таблице 2.1

Таблица 2.1.

Рекомендованные размеры образцов в мм

Направление армирования наполнителем	Ширина b	Общая длина	Толщина h	Длина накладки	Длина рабочей зоны $l_{ра}$
0°	15	≥ 250	$\geq 1,0$	≥ 56	≥ 90
90	25	≥ 175	$\geq 2,0$	≥ 25	≥ 90
Прочие схемы армирования	25	≥ 250	$\geq 2,5$	Наждачная бумага	≥ 90

После проведения испытаний проводят анализ разрушенных образцов (рисунок 2.9.), для классификации разрушения используют символы (таблица 2.2).

Таблица 2.2.

Типы, зоны и местоположения разрушений

Первый символ		Второй символ		Третий символ	
Тип разрушения	Код	Зона разрушения	Код	Местоположение разрушения	Код
Под углом	У	Под захватами/накладками	З	В нижней части образца	Н
Боковое расслоение	Р	Проскальзывание в захватах/накладках	П	В верхней части образца	В
В захватах/под накладками	З	<1 ширины от захватов/накладок	Ш	В левой части образца	Л
Горизонтальное	Г	В рабочей зоне	Р	В правой части образца	П
Много типовое	М (...)	Множественное	М (...)	В середине образца	С
Продольное расщепление	П	Неопределенное	Н	Разностороннее	Р
Взрывное	В	-		Неопределенное	О
Прочее	П			-	

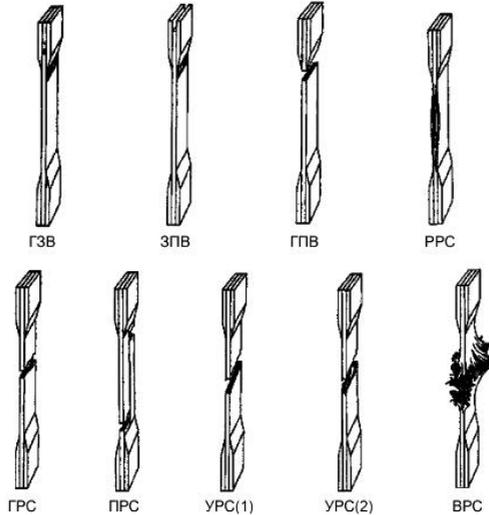


Рис. 2.9. Типовые разрушения с обозначением типа, зоны и местоположения разрушения

В результате проведенных испытаний составляется протокол, в который заносится следующая информация:

- наименование материала, схему укладки;
- наименование предприятия-изготовителя, метод изготовления, номер партии;
- количество и тип образцов, маркировку и геометрические размеры;
- способ кондиционирования, температуру и влажность испытательной среды;
- тип средств измерений и испытаний, заводской номер, класс точности датчика силы;
- способ измерений деформации и нагрузки (класс точности экстензометра, датчика силы);
- режим испытания;
- значения характеристик, определяемых по настоящему стандарту, для каждого образца;
- тип, зону и местоположение разрушения каждого образца;
- любые отклонения от условий, описанных в настоящем стандарте;
- дату проведения испытаний;
- Ф.И.О. и должность оператора;
- ссылку на настоящий стандарт.

Помимо проведения испытаний на растяжения для волокнистого композиционного материала проводят испытание на определение прочности при межслойном сдвиге в соответствии с ГОСТ Р 57067-2016 при условии однородности ремонтного материала и материала детали. ГОСТ 14759-69 используется при использовании разнородного материала и в тех случаях, когда основным адгезивом является клей. Данные испытанию позволяют получить важные данные о прочностных свойствах соединения ремонтируемого и ремонтного материала, кроме того данные испытания позволяют определить необходимую длину соединения внахлест и понять какой адгезив лучше использовать, если это необходимо. Испытательные машины применяются такие же, как для испытания по ГОСТ Р 56785-2015. Образцы должны быть изготовлены в соответствии с рисунком 2.10. Размеры образцов должны соответствовать таблице 2.3.

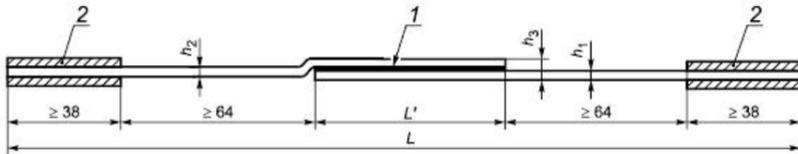


Рис. 2.10. Образцы для испытаний в соответствии с ГОСТ 14759-69. 1 - адгезионный (клеящий) слой (при необходимости); 2 - накладки; h1 - толщина нижнего ламината; h2 - толщина верхнего ламината; h3 - толщина соединения внахлест; L' - длина соединения внахлест; L - длина образца

Таблица 2.3.

Размеры образцов в соответствии с ГОСТ Р 56785-2015

Длина соединения внахлест (мм)	Длина образца (мм)
25	230
50	260
76	280
100	305
150	360
200	410

При отработке технологии ремонта изделия и создании нового корпусного элемента помимо испытаний образцов в соответствии с ГОСТ, проводят испытания готовой корпусной детали на циклические

нагрузки, имитирующие реальную работу изделия. Для проведения данных испытаний используют испытательные машины различных конфигураций, в зависимости от изделия, необходимых нагрузок и их частоты. В качестве примера можно привести испытания приводного вала на циклические крутильные нагрузки (рисунок 2.11.). Данный тип испытаний позволяет понять какой ресурс выдержит изделие и позволяет выявить, какой элемент является самым слабым среди всех элементов механизма. Проведения данных испытаний для ремонтируемой детали позволяет определить насколько проведенный ремонт является надежным.

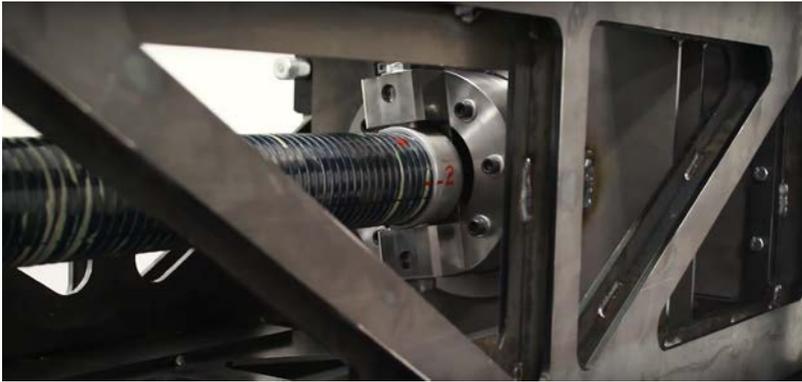


Рис. 2.11. Испытание приводного вала на циклические нагрузки

3. Изложение выполненных в работе теоретических и (или) экспериментальных исследований.

3.1. Выбор наполнителей и связующего для создания прочного соединения восстановленной детали

Выбор наполнителя и связующего является очень важной итерацией при разработке технологического процесса ремонта изделия. Наполнитель и связующее оказывают влияние на прочностные свойства детали, а также на срок службы изделия.

Рассмотрим основные факторы, на которые необходимо обратить внимание при выборе связующего и наполнителя:

Адгезионная прочность склеиваемых материалов.

Адгезия – это молекулярная связь, возникающая между поверхностями разнородных тел, приведенных в контакт. Адгезионная способность материалов определяется с помощью разрушения материала в ме-

сте склейки ПКМ. Адгезионная прочность - прочность клеевого соединения, определяющаяся силами сцепления клея с соединяемым им материалом. Различают 4 основных вида разрушений композитов при склейке. (рисунок 3.1) Наиболее предпочтительным разрушением при испытании совместимости материалов, является смешанный тип разрушения, либо когезионное разрушение по материалу детали. Разрушение по материалу ремонтируемой детали будет означать, что прочностные показатели места склейки выше, чем прочность самого материала, что в большинстве случаев будет соответствовать требованиям к восстанавливаемой детали. В случае ремонта изделия из ПКМ, лучшим решением будет использовать материал из которого изготовлена сама деталь. Характер разрушения при ремонте детали с использованием того же материала будет смешанного типа.

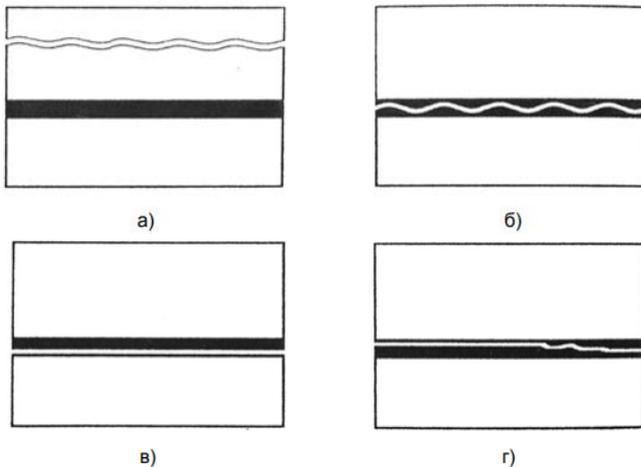


Рис. 3.1. а) когезионное разрушения по материалу детали; б) когезионное разрушение по ПКМ; в) адгезионное разрушение; г) смешанный тип разрушения

Зачастую корпусные детали работают в условиях повышенных или пониженных температур, поэтому важным фактором при выборе связующего является его термостойкость, теплостойкость и морозостойкость.

Термостойкость, теплостойкость и морозостойкость

Термостойкость – это свойство устойчивости материала к химическому разрушению, в результате воздействия высокой температуры. Определение химической деструкции происходит с помощью метода

термогравиметрического анализа, суть метода заключается в том, что образец нагревают с определенной скоростью и в процессе нагрева измеряется изменение массы образца.

Теплостойкость – это свойство материала сохранять жесткость при одновременном воздействии температуры и нагрузки.

Для деталей эксплуатирующихся в тяжелых климатических условиях важным фактором является морозостойкость материала. При низких температурах композиционный материал становится хрупким и может растрескаться. Для определения морозостойкости проводят испытание в процессе которого образцы охлаждаются и подвергаются изгибающим или сжимающим нагрузкам, после чего определяется температура при которой разрушается значительная часть образцов. Пластичность материала можно изменять путём добавления в состав связующего пластификатора, в зависимости от процентного содержания пластификатора свойства материала будут значительно меняться.

Стойкость материала к агрессивным средам.

Одним из важнейших факторов является стойкость материала к агрессивным средам. При воздействии различных агрессивных сред, композиционный материал может изменять свои свойства. Как правило при эксплуатации автомобилей и технологического транспорта основными агрессивными средами являются – вода, топливо, масло и различные щелочи.

Таблица 3.1.

**Сравнение термопластичных и термореактивных типов связующего
Оценка стойкости ПКМ к длительному воздействию агрессивных сред**

Тип связующего	Оценка стойкости	Изменение прочностных или деформационных свойств, %
Термопластичный	Хорошая	0...10
	Удовлетворительная	≥ 11...15
	Плохая	≥ 16
Термореактивный	Хорошая	0...15
	Удовлетворительная	≥ 16...25
	Плохая	≥ 26

4) Теплозащитные свойства и горючесть.

Очень важный фактор при выборе связующего и наполнителя, зачастую корпусные детали выполняют функцию защиты от нагрева других элементов системы или должны обеспечивать безопасность в случае возникновения возгораний и прочих последствий выхода из строя деталей. Для повышения свойств горючести в состав связующего вводят антипирены, чаще всего в качестве антипиренов используют соединения бора, борфтора, сульфаты, оксиды и гидроксиды металлов.

Основными характеристиками горючести являются:

- Температура воспламенения;
- температура самовоспламенения;
- температура тления;
- кислородный индекс;
- коэффициент дымообразования;
- индекс распространения пламени;
- показатель токсичности продуктов горения;
- показатель возгораемости.

Одним из примеров применения ПКМ для корпусных деталей машин, является использование ПКМ при производстве поддона картера двигателя. Рассмотрим Поддон картера двигателя Cummins ISF 2,8L 5302121 5262693 (рисунок 3.2.).



Рис. 3.2. Поддон картера двигателя Cummins ISF 2,8L 5302121 5262693

Поддон картера двигателя является уязвимой деталью. Пробой поддона картера является распространенной проблемой и может произойти по причине как внешнего воздействия (попадания камня или наезд на препятствие), так и по причине неисправности деталей двигателя (выход из строя кривошипно-шатунного механизма). Данная проблема приводит к утечке масла, что повлечет за собой выход из строя всего двигателя. Самый распространенный дефект в результате механического воздействия – это трещина или пробоина в корпусе поддона.

Крышке картера двигателя эксплуатируется в достаточно тяжелых для материала условиях. Материал должен обладать высокой стойкостью к агрессивным средам, так как с одной стороны на крышку воздействует вода, соль с дороги, а с другой моторное масло. Материал должен обладать высокой термостойкостью и теплостойкостью, так как температура масла двигателя в некоторые моменты может доходить до

140-150 градусов, кроме-того материал должен быть устойчив к перепаду температур, так как двигатель может эксплуатироваться в тяжелых климатических условиях. Материал должен хорошо переносить вибрационные нагрузки, что означает, что композит должен быть пластичным.

Использование для изготовления поддона картера композиционного материала является выгодным и рациональным решением. При массовом производстве используют термопластическое связующее, как на двигателе Cummins ISF 2,8L 5302121 5262693. Термопластичное связующее обладает рядом преимуществ перед металлом и волокнистым композитом, а именно:

- низкая стоимость;
- простота производства;
- является значительно более вязким в сравнении с реактопластами и металлам, что приводит к более высокой ударной вязкости и более высокой устойчивости к разрушению;
- имеют высокую стойкость к воздействию агрессивных сред;
- обладают высокими характеристиками по пожаробезопасности и токсичности.

По структуре различают следующие термопласты

- аморфные (АБС);
- полиметилметакрилатные;
- поликарбонат;
- кристаллические.

По теплостойкости и прочностным характеристикам термопласты делят на следующие группы:

– материалы общетехнического назначения или общего назначения (general purpose thermoplastics) – ПС, АБС, ПММА, поливинилхлорид (ПВХ), ПП, ПЭ;

– пластмассы инженерно-технического назначения (engineering thermoplastics) – ПК, ПЭТ, ПА, полифениленоксид (ПФО), полибутилентерефталат (ПБТ), полиформальдегид (ПФЛ);

– суперконструкционные материалы (super-engineering or high temperature thermoplastics) – полиэфиримид (ПЭИ), полисульфон (ПСФ), полиэфирсульфон (ПЭС), полиэфирэфиркетон (ПЭЭК), полифенилсульфид (ПФС), жидкокристаллические полимеры (ЖКП).

При подборе пластика для поддона картера двигателя оптимальными характеристиками обладают пластмассы инженерно-технического назначения. В таблице 3.2. указаны усредненные характеристики инженерно-технических пластмасс. Наиболее подходящим материалом, из представленных, является полифениленоксид (рисунок 3.3). Данный

материал имеет высокую температуру плавления, обладает отличными физико-механическими свойствами, масло и бензостойкостью, морозостойкостью до -60°C , является самозатухающим, кроме того, полиэтилентерфталат обладает относительно низкой себестоимостью, что позволит использовать данный материал при массовом производстве, поставляется в виде гранул и перерабатывается литьём под давлением и каландрованием.

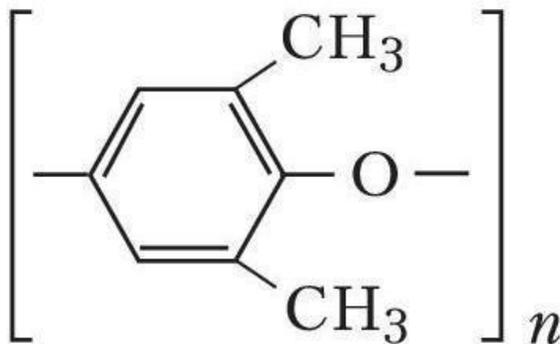


Рис. 3.3. – Поли-2,6-диметил-п-фениленоксид

Таблица 3.2.

Характеристики пластмасс инженерно-технического назначения

Наименование показателя	Единица измерения	Вид полимера				
		полиамиды	поликарбонаты	полиэтилентерфталат	полифениленоксид	полиформальдегид
1	2	3	4	5	6	7
Плотность	г/см ³	1,10-1,36	1,2	1,33-1,46	1,06	1,43
Прочность при: растяжении сжатии изгибе	МПа	0-120 0-320 5-100	6-78 7-95 7-120	0-70 0-100 0-90	0-80 7-107	8-71 10-130 100-120

Окончание табл. 3.2.

1	2	3	4	5	6	7
Ударная вязкость	кДж/м ²	120-170	250-500	15-30	40	90-120
Относительное удлинение	%	100-400	50-110	70	12-30	15-45
Теплостойкость по Вика	°С	160-230	150-165	—	—	167
Твердость по Бринеллю	МПа	46-340	150-160	95-110	90-120*	150-180
Диэлектрическая проницаемость	—	3,2-4,6	2,17-2,96	3,0-3,2	2,5-2,6	3,7-3,8
Тангенс угла диэлектрических потерь	—	0,02-0,04	0,007-0,0009	0,003	0,003 — 0,004	0,004
Показатель преломления	—	—	1,56-1,65	1,57	—	—
Температура плавления	°С	180-430	220-270	255-265	260	173-180

Для ремонта изделий из полиэтилентерифталата рекомендуется использовать сополимерные материалы. Один из таких материалов – это бензиновый раствор силиконового каучука СКТ. Склеивание производят при комнатной температуре практически без давления. Перед склеиванием на поверхность соединяемых материалов наносят подслоу П-11, представляющий собой смесь кремнийорганических соединений. Металлические поверхности перед нанесением подслоа обрабатывают специальной протирочной пастой. На подслоу П-11 или Т поочередно наносят растворы каучука СКТ № 1 и № 2 в органических растворителях (раствор № 1 содержит этилсиликат, раствор № 2—катализатор).

После нанесения раствора № 1 поверхность просушивают в течение 1 ч, раствор № 2 — в течение 5 мин. Затем склеиваемые детали соединяют и выдерживают в течение суток при комнатной температуре. Соединения теплостойки (таблицы 3.3. и 3.4.), обладают высокой прочностью и устойчивы к действию воды и масла.

- технология изготовления изделия;
- геометрические особенности;
- прочностные и эксплуатационные свойства детали;
- экономическая обоснованность выбора связующего.

В нашем случае наиболее подходящая технология изготовления – это RTM, вопрос выбора технологии рассмотрен в главе 2.3.

Геометрически поддон картера двигателя является простым и не требует использования сложной технологической оснастки.

Таблица 3.3.

Соединения теплостойкости (1)

Смола + Отвердитель	Предел прочности при сжатии, МПа	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел прочности при изгибе, МПа	Модуль упругости при изгибе, МПа	Удлинение при разрыве, %
L+EPH161	70	125	130	3600	4,5
L+L	91	69	111	2950	3,7-4,3
L+GL1	-	74	165	-	3,7-4,3
L+285 AERO	120-140	70-80	100-120	3000-3300	3,2-3,5
L+GL2	-	74,8	119	-	3,7-4,3
L+S	116	68	110	-	3,1-3,4
Linkuid Slow	7,8	45	54	-	4,2-4,6
ЭД-20	120-130	40-90	80-140	-	-
EC 201 + W340	65-80	70-80	115-120	-	5,5-6,3

Таблица 3.4.

Соединения теплостойкости (2)

Смола + Отвердитель	Время отверждения, мин	T _g , °C	Экзотермический пик, МПа
1	2	3	4
L+EPH161	90	110	150
L+L	-	120	90

Окончание табл. 3.4.

1	2	3	4
L+GL1	300	100	75
L+285 AERO	50	120	60
L+GL2	210	115	55
L+S	15	115	75
Linkuid Slow	300	95	40
ЭД-20	-	-	-
EC 201 + W340	100	195	65

Рассмотрим два основных наполнителя, которые используются для добавления в эпоксидные связующие:

1) Аэросил (диоксид кремния) – данный материал имеет сферические частицы диаметром 4-40 мкм. Существует несколько марок аэросила. Одно из производств находится на территории Украины и имеет следующие марки -марок 175; 300 380 с гидрофильной поверхностью; метилаэросил АМ-1/175 и АМ-1/300, модифицированный диметилдихлорсиланом; эфирорганический аэросил марок АДЕГ-175 и АДЕГ-300, модифицированных этиленгликолем и диэтиленгликолем, и АМ-2, модифицированный аминспиртами. Марки отличаются по химическому составу (таблица 3.5.)

Таблица 3.5.

Марки аэросила

Содержание, %	Марки аэросила, состав, %				
	200; 300; 380	0	СОК84	R972	Комбинированный
SiO ₂	>99,87	>99,8	82–86	>98,3	85
Al ₂ O ₂	<0,05	<0,03	14–18	<0,05	–
Fe ₂ O ₃	<0,003	<0,001	<0,1	<0,01	–
TiO ₂	<0,03	<0,02	–	0,03	–
Na ₂ O	<0,0009	–	–	–	–
As	<0,0001	–	–	–	–
B ₂ O ₃	<0,003	–	–	–	–
Bi ₂ O ₃	<0,0003	–	–	–	–
P ₂ O ₅	<0,0005	–	–	–	–
HCl	<0,025	<0,025	<0,1	–	0,05
Крахмал	–	–	–	–	–

В таблице 3.6. указаны физико-химические свойства, исходя из данных таблицы можно сделать вывод, что наиболее подходящим вариантом является аэросил-300 и 380 так-как он имеет не большой размер частиц, а так же является пористым, что улучшает адгезию. Массовая доля аэросила в эпоксидной смоле составляет 0,5-4%. Чем выше концентрация аэросила, тем выше характеристики материала, так при 1% - состав эпоксидной смолы становится повышенной вязкости и увеличивается тиксотропность связующего, 2-3% - связующее имеет консистенцию гелькоута. При 4% и более вещество имеет консистенцию замазки. В случае ремонта поддона картера нам подойдет эпоксидное связующее ЕС240+W340 с добавлением 4-5% аэросила, данный материал будет иметь высокую тиксотропность. Аэросил является отличной добавкой при использовании гибридного ПКМ.

Таблица 3.6.

Физико-химические свойства разных марок аэросила

Показатель	Марки аэросила					
	200	300	380	0	СОК-84	R-972
Удельная поверхность, м ² /г	200±25	300±30	380±30	200±25	170±30	120±30
Потери при прокаливании, %	1	2	2,5	1	1	2
Средний размер частиц	12	7	7	12	–	16
Содержание влаги, % (высушенный при 105 °С)	–	1,5	1,5	1,5	0,5	2,5
Насыщенная масса, г/л, стандарт (непрессованный) прессованный	≈60≈120					
Пористость	Пористый			Непористый		
pH 4% водной дисперсии	3,6–4,3		–	–	3,6–4,3 3,5–4,1 (в метаноле)	

2) Стекланные микросферы- имеют сферическую форму размером от 1 до 100мкм. Данный материал имеет высокую адгезию к эпоксидным связующим, кроме того данный материал обладает высокими прочностными характеристиками – высокой прочностью при сжатии, малую теплопроводность и высокую химическую стойкость, кроме того связующее с микросферами отлично поддается механической обработке. Данные характеристики отлично подходят для ремонта трещин поддона картера. Рассмотрим технические характеристики одного из производи-

телей (таблица 3.7.). Исходя из данных таблицы для обеспечения герметичности высоких прочностных характеристик наиболее подходящим вариантом является HN20 так как данный материал имеет самый маленький размер частиц и обладает достаточной прочностью, кроме того микросферы обладают высокой теплостойкостью и стойкостью к агрессивным средам.

Таблица 3.7.

Ряд органических дисперсных наполнителей

		HN20	HN25	HN32	N40	HN46	HN60
Внешний вид		Белый мелкий порошок					
Реальная плотность, г/см ³	плотность,	0.18-0.22	0.23-0.28	0.30-0.35	0.39-0.43	0.44-0.49	0.58-0.63
Насыпная (объемная) плотность (г/см ³)		0.10-0.13	0.13-0.16	0.17-0.20	0.20-0.24	0.24-0.27	0.33-0.36
Размер частиц, мкм	10%	30	25	20	0	18	15
	50%	65	60	55	0	45	40
	90%	125	125	120	00	90	85
Прочность на раздавливание psi/МПа		550/3.42	750/5.18	2000/13.79	4000/27.58	6000/41.37	12000/82.75
Коэффициент выживаемости		80%	80%	80%	80%	80%	90%
Температура размягчения		620°C	620°C	620°C	620°C	620°C	620°C
Плавающий коэффициент		96%	96%	96%	96%	96%	96%
РН значение		8-9	8-9	8-9	8-9	8-9	8-9
Влажность (%)		≤0.3	≤0.3	≤0.3	≤0.3	≤0.3	≤0.3
Теплопроводность		0.050	0.061	0.075	0.085	0.097	0.110
Скорость поглощения масла oil/g		0.20-0.65	0.20-0.65	0.20-0.65	0.20-0.65	0.20-0.65	0.20-0.65

3.1.2 Рекомендации по выбору материалов

При ремонте трещин и пробоин на эксплуатационные характеристики поддона картера двигателя наибольшее влияние оказывают следующие факторы:

- адгезия ремонтного материала к ремонтируемому;
- термостойкость, теплостойкость и морозостойкость;
- стойкость материала к агрессивным средам;
- теплозащитные свойства и горючесть.

В качестве наполнителя наиболее подходящим вариантом является использование стеклянных микросфер с эпоксидным связующим ЕС 201 + W340, так как данное сочетание материалов удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к поддону картера двигателя.

Оптимальная температура переработки 20-25°C. Повышение температуры на 10°C сокращает время жизни и удваивает скорость реакции. Влажный воздух может негативно повлиять на пропитываемые волокнистые материалы. Компоненты смолы могут самовоспламеняться при неправильном смешивании и не соблюдении пропорций.

При приготовлении связующего необходимо использовать средства индивидуальной защиты (перчатки, защитные очки, респиратор).

6) На данном этапе происходит пропитка стеклоткани на плоскости и укладка соединения ткани с изделием. Необходимо пропитать каждый слой ткани и удалить воздушные включения, для этого используется специальные прикаточные и разбивочные валики (рисунок 3.4.)

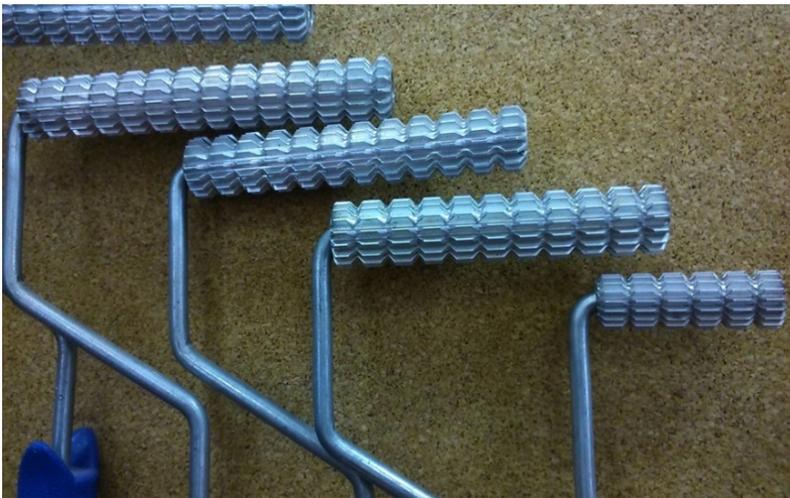


Рис. 3.4. Прикаточные и разбивочные валики

7) После пропитки и укладки стеклоткани полость изделия заполняют дисперсным наполнителем. Для этого необходимо наполнить связующее микросферами и провести дегазацию связующего для удаления воздуха из связующего

8) На данном этапе необходимо заполнить смесь связующего и дисперсного наполнителя полость в изделии

9) После заполнения полости необходимо уложить и пропитать стеклоткань на внутренней поверхности, для этого необходимо пропитать ткань как в пункте 6.

10) Отверждение связующего

11) Механическую обработку проводят после полного отверждения изделия, внутри поддона картера необходимо удалить все излишки наполнителя и связующего так как при повышенных температурах и воздействии агрессивных сред, элементы ремонтного материала имеющие плохую адгезию из-за попадания воздуха, либо недостатка связующего. Отслаивание данных частиц могут привести к серьёзным неисправностям двигателя

12) После проведения механической обработки проводят не разрушаемый контроль качества. Визуальный, акустический, либо компьютерную томографию. Кроме-того необходимо проверить герметичность шва.

13) Провести установку поддона картера.

Схематически процесс ремонта изображён на рис. 3.5.

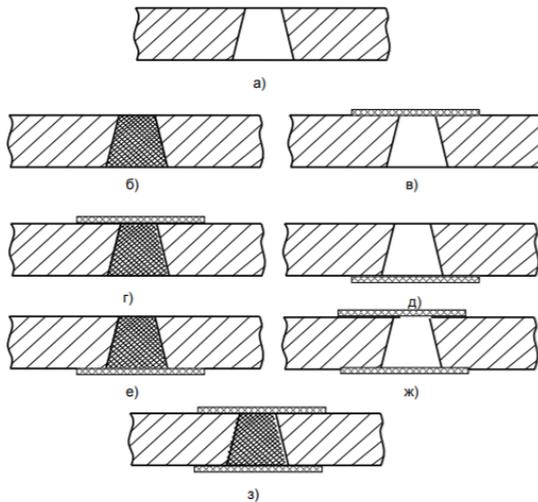


Рис. 3.5. Поэтапный ремонт изделия

Рассмотрим технологию ремонта трещины меньше 30 мм.

1) Демонтаж поддона картера

2) Проведение подготовки поверхности к дальнейшему ремонту. Необходимо удалить грязь с внешней поверхности детали, удалить масло с внутренней поверхности и обезжирить деталь.

- 3) Засверлить отверстия на концах трещины, что бы предотвратить дальнейшее распространение трещины
- 4) Наполнить связующее микросферами и провести дегазацию связующего
- 5) Нанесение связующего на трещину
- 6) Отверждение
- 7) Механическая обработка
- 8) Контроль качества

Список литературы

1. Зорин В.А. (ред.) Технология машиностроения, производство и ремонт подъёмно-транспортных, строительных и дорожных машин М. Изд. Центр «Академия», 2010 – 576 с.
2. Зорин В.А. Ремонт дорожных машин, автомобилей и тракторов / В.А. Зорин, А.П. Павлов, А.Ф. Синельников. – М.: Академия, 2014 – 512 с.
3. Косенко Е.А. Техническая диагностика: методические указания к практическим занятиям / Е.А. Косенко, В.А. Зорин, Н.И. Баурова. – М.: МАДИ, 2019. – 60 с.
4. Коноплин А.Ю., Баурова Н.И. Клеесварная технология ремонта машин: учебное пособие. – М.: МАДИ, 2017. – 116 с.

УДК 62. 621. 622. 625

УРОВНИ РЕШАЕМЫХ ЗАДАЧ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Баловнев В.И.¹, Герасимов М.Д.², Данилов Р.Г.¹, Кустарев Г.В.¹

1. *Московский автомобильно-дорожный институт (государственный технический университет), г. Москва;*
2. *ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

Скорость реализации технологического процесса определяет целый ряд технологических, экономических и даже экологических параметров. Пропорционально скорости процесса изменяются производительность, удельные затраты мощности, стоимость работ и другие параметры. Скорость выполнения технологического процесса и его операций связана с продолжительностью времени её выполнения. При проектировании строительных и дорожных машин формируется соответствующий уровень решаемых задач достижения максимальных скоростей выполнения работы.

Ключевые слова: работа, скорость, время рабочего цикла, рациональные параметры.

LEVELS OF SOLVED PROBLEMS WHEN IMPLEMENTING THE
SPEED OF TECHNOLOGICAL PROCESSES

Balovnev V.I.¹, Gerasimov M.D.², Danilov R.G.¹, Kustarev G.V.¹

1. *Moscow Automobile and Highway Institute (State Technical University),
Moscow;*

2. *Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova,
Belgorod*

The speed of implementation of the technological process determines a number of technological, economic and even environmental parameters. In proportion to the speed of the process, productivity, specific power consumption, cost of work and other parameters change. The speed of the technological process and its operations is related to the duration of its execution. When designing construction and road machines, an appropriate level of tasks to be solved is formed to achieve the maximum speed of work.

Key words: work, speed, working cycle time, rational parameters.

Несомненно, вопросы СКОРОСТИ, ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ и МАТЕРИАЛА [6] имеют разные уровни сложности, стоимости, важности и отдачи. Один порядок этих затрат и ожиданий находится в области вооружений, в области медицины. Другой порядок – в области машиностроения, сельского хозяйства, строительной и дорожной технике. Но, в любом случае, в каждой области знаний и научных исследований эти критерии играют первостепенную роль. Далее будут рассмотрены примеры исследований в области попыток существенного повышения скорости производственных процессов. Однако, сейчас, хотелось бы остановиться на примере, в котором данная задача решается не на прямую, а как бы косвенно.

В отечественной практике на решение проблем повышения скорости выполняемой работы в области создания и эксплуатации дорожно-строительных машин одним из первых обратил внимание профессор В.И. Баловнев (МАДИ-МГУ), который вместе с группой соратников: проф. Глаголев С.Н. (БГТУ им. В.Г. Шухова), к.т.н. Данилов Р.Г. (МАДИ-ГТУ), проф. Савельев А.Г. (СибАДИ), проф. Кустарев Г.В. (МАДИ-ГТУ), доц. Герасимов М.Д. (БГТУ им. В.Г. Шухова) опубликовали ряд учебных пособий, в которых представлена методика оптимизации времени цикла выполнения работы по её составляющим. В данных работах [1,2,3,4,5,6] отражены результаты исследований повышения эффективности работы практически всех землеройно-транспорт-

ных машин. Определение рациональных параметров и условий использования техники основывается на анализе показателей эффективности и времени выполнения рабочих операций машиной.

Время на отдельную операцию t_o и время на весь рабочий цикл $t_{ц}$ определяют и оказывают существенное влияние величины других технико-эксплуатационных показателей. Эти показатели являются функциями времени продолжительности технологического цикла машины $t_{ц}$.

Конструктивная, техническая, эксплуатационная производительность машины P , (ед. прод./ед. врем.), которая определяет количество единиц продукции, выработанной за единицу времени, определяется как

$$P = \frac{q}{t_{ц}}, \quad (1)$$

где q – единица продукции, вместимость ковша, грузоподъёмность и др. (m^3 , m^2 , m , kg и др.); $t_{ц}$ – время рабочего цикла машины, с.

Математическая модель времени рабочего цикла определяется суммой времени отдельных технологических операций рабочего процесса машины.

Для машины с последовательным выполнением операций время рабочего цикла $t_{ц}$, определяется по формуле

$$t_{ц} = \sum_{i=1}^n t_{oi} \rightarrow \min, \quad (2)$$

или

$$t_{ц} = \sum_{i=1}^n \frac{A_{oi}}{N_{oi}} \rightarrow \min, \quad (3)$$

где t_{oi} – время отдельной рабочей i -той операции машины, с; n – число отдельных рабочих операций, выполняемых машиной за рабочий цикл $t_{ц}$; A_{oi} – работа сил сопротивлений при выполнении соответствующей операции, Н·м; N_{oi} – мощность, которая может быть реализована машиной на выполнение операции, Н·м/с.

Так, для одноковшового экскаватора с обратной лопатой математическая модель учитывает совмещение отдельных рабочих операций:

$$t_{цэ} = t_{кон} + t_{нд.к} + t_{пв.г} + t_{вг} + t_{пв.х} + t_{он.к} + t_{пр} + t_{всп}, \quad (4)$$

где $t_{кон}$ – время операции копания грунта ковшем, с; $t_{нд.к}$ – время подъема ковша с грунта, с; $t_{пв.г}$ – время поворота ковша с грунтом, с; $t_{вг}$ – время выгрузки грунта, с; $t_{пв.х}$ – время поворота пустого ковша, с; $t_{он.к}$ – время опускания ковша в забой, с; $t_{пр}$ – время перемещения экскаватора по участку (холостой ход), с; $t_{всп}$ – время на выполнения вспомогательных операций (позиционирование, разгон, торможение и др.), с.

Время рабочего цикла бульдозера $t_{цб}$ (с) определяется суммой времени выполнения основных операций:

$$t_{цб} = t_{коп} \cdot k_{всп.i} + t_{тр.гр} \cdot k_{всп.тр} + t_x$$

где $t_{коп}$ – время на операцию копания, включая заглубление отвала в грунт, набор призмы волочения грунта перед отвалом, с; $t_{тр.гр}$ – время на операцию транспортирования грунта к месту локализации; t_x – время на возвращение бульдозера в исходное положение, холостой проход; $k_{всп.i}$ – коэффициент, учитывающий корректирование времени на вспомогательные операции (маневрирование, позиционирование, переключение передач и др.); $k_{всп.тр}$ – коэффициент, учитывающий корректирование времени на вспомогательные операции в процессе транспортирования грунта.

На рис. 1.2.1 представлены графики изменения времени рабочего цикла бульдозера в зависимости от его массы при выполнении работ в некоторых фиксированных условиях [2]. В результате получают реализацию производительности бульдозера, рис. 1.2.2.

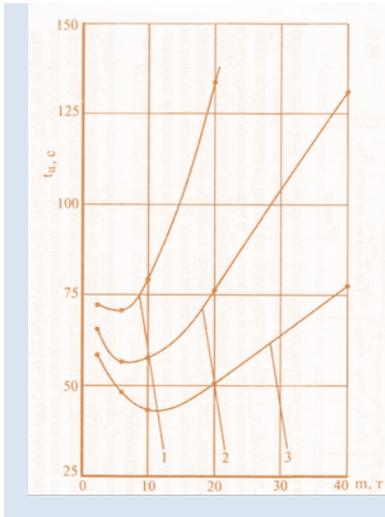


Рис. 1.2.1. Изменение времени рабочего цикла бульдозера от массы и мощности при разработке грунтов прочностью 0,1 МПа: 1 – мощность 50 кВт; 2 – мощность 100 кВт; 3 – мощность 200 кВт; $l = 90$ м

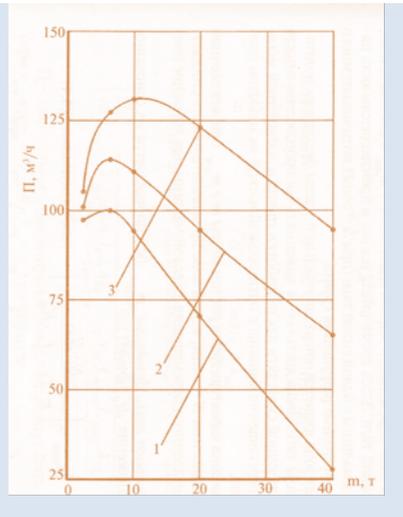


Рис. 1.2.2. Изменение производительности бульдозера от массы и мощности при разработке грунтов прочностью 0,1 МПа: 1 – мощность 50 кВт; 2 – мощность 100 кВт; 3 – мощность 200 кВт; $l = 90$ м

На рис. 1.2.1 видно, что с изменением параметра оптимизации, в данном случае масса бульдозера, можно получить существенного изменения

времени цикла выполнения работ, что существенно влияет на производительность выполняемых работ бульдозером, рис. 1.2.2.

Рассматривая время на выполнение отдельных операций t_{oi} по отдельности и время всего цикла $t_{ц}$ можно повышать необходимые показатели эффективности работы машины. Эксплуатация дорожно-строительных машин на расчётных параметрах, по методике Баловнева В.И., позволяет повысить показатели эффективности машины в разы.

Следует обратить внимание, что в разработанной методике В.И. Баловнева базовым элементом и параметром также является СКОРОСТЬ (1), и основной является задача повышения скорости выполнения работ в целом, или повышение скорости работ по отдельным операциям.

В работах профессора Баловнева В.И. [1,2,3,4] на основе теории подобия и моделирования рассматриваются вопросы затраты энергии на реализацию работы на каждом отрезке времени рабочего цикла. В качестве критерия оптимизации при затрате энергии на выполнения элементарных работ в пределах одного цикла принята масса машины, которая в реализации выполняемой работы на одних отрезках времени цикла играет положительную роль, а на других – отрицательную, поэтому и может выступать в роли критерия оптимизации.

Исходя из сказанного видно, что данная работа посвящена техническому уровню задач, относящихся к машиностроению, механическому оборудованию для производства строительных и дорожно-строительных материалов, к машинам и механизмам для производства строительных и дорожно-строительных работ.

Список литературы

1. Баловнев В.И. Определение параметров и выбор землеройных машин: учеб. пособие. – М.; Омск: ЗАО «Полиграф», 2010. – 224 с.
2. Баловнев В.И. Многоцелевые дорожно-строительные машины: учеб. пособие. – Омск; М.: Омский Дом печати, 2006. – 320 с.
3. Машины для земляных работ: 2 кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов, М.Д. Герасимов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2012. – 400 с.
4. Машины для земляных работ. В 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: Учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов, М.Д. Герасимов и др., под общ. ред. В.И. Баловнева. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, Изд-во БГТУ / 2013, – 451 с., ил. 256, табл. 55. Издание стереотипное.
5. Герасимов М.Д., Рябикова И.М. Компьютерное формирование общего вида погрузчика на этапе технического задания.: учебное пособие / М.Д. Герасимов, И.М. Рябикова. – Белгород – М.: Изд-во БГТУ, 2011. – 84 с.

6. Отакулов О.Х., Герасимов М.Д. Стратегическое направление исследований современного университета для нужд промышленного производства. Материалы международной конференции «Актуальные проблемы внедрения инновационной техники и технологий на предприятиях по производству строительных материалов, химической промышленности и в смежных отраслях». Фергана, 2019, 24-25 мая, 517 с., С. 8-11.

УДК 1(091). 62. 621.622. 625.

КЛАССИФИКАЦИЯ НАУЧНЫХ ЗНАНИЙ И НАПРАВЛЕНИЙ ИССЛЕДОВАНИЙ

Герасимов М.Д.

ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В настоящее время существует огромная сеть наименований направлений научно-исследовательских работ (НИР): (УДК) универсальная десятичная классификация; перечень «Национальных проектов РФ»; перечень прорывных технологий. К ним можно прибавить различные направления исследований по грантам РФФИ (Российского фонда фундаментальных исследований), КЦП (конкурс целевых программ), по грантам важнейшие региональные программ. Важным становится вопрос как для исследователя, так и для грантодателя: «Какое место в общей структуре НИР занимает та или иная тема предлагаемых исследований?».

Ключевые слова: направления НИР, структуры классификации НИР, анализ классификационных структур НИР.

CLASSIFICATION OF SCIENTIFIC KNOWLEDGE AND DIRECTIONS OF RESEARCH

Gerasimov M.D.

FGBOU GO Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

Currently, there is a huge network of names of directions of scientific research (R&D): (UDC) universal decimal classification; list of "National Projects of the Russian Federation"; list of breakthrough technologies. To them can be added various areas of research under grants from the Russian Foundation for Basic Research (Russian Foundation for Basic Research), KTsP (competition of targeted programs), and the most important regional programs under grants. The question becomes important for both the researcher and the grantor: "What place does this or that topic of the proposed research occupy in the overall structure of research work?"

Key words: directions of research work (R&D), structure of R&D classification, and analysis of R&D classification structures.

Когда-то существовала одна наука – ФИЛОСОФИЯ, которая включала в себя все собранные человеческим обществом ЗНАНИЯ. Знания непрерывно пополнялись и не стали вмещаться в формате философии. Из неё выделилась медицина, математика, строительство и архитектура и др. Сейчас, простое перечисление разных наук займёт не мало времени, да и перечесть их без справочника уже не представляется возможным. Для того чтобы хорошо ориентироваться в научных знаниях и направлениях исследований человечество занялось их классификацией по наименованиям, по направлениям, по группам, по подгруппам, по классам, по подклассам и т.д.

Как только у человека накапливается достаточно большой объём информации он начинает её классифицировать по какому-то, ему удобному, принципу или признаку. Это помогает человеку, занятому в любой сфере деятельности, при необходимости, быстрее ориентироваться в своей базе данных и в базах данных других лиц, по их классификации. Классификация позволяет определить и выделить поле, пространство, область интересов, на котором предполагается вести исследования или излагать результаты этих исследований. На «классификационном поле» удобно выделить область своих исследований.

Особый интерес, несомненно, привлекает вопрос классификации научно-исследовательских работ. Примерам классификации в этой области человеческой деятельности, очевидно, нет границ. Приведём несколько из них, не фиксируя сведений об авторстве тех или иных схем, так как, с одной стороны, в этом нет особого смысла, а с другой – модели классификации НИР могут перетекать из публикации в публикацию, что вполне закономерно. Представленные в многочисленных докладах научных конференций и отчётов по НИР, классификационные схемы могут иметь специфические и общие элементы. На рис. 1...5 представлены некоторые из таких схем классификации НИР.

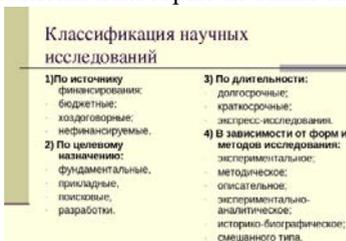


Рис. 1



Рис. 2

Список примеров можно продолжать. Ведущую роль и место в области классификации научных знаний и исследований занимает УДК: «Универсальная Десятичная Классификация».



Рис. 3



Рис. 4

Научное исследование и его сущность

- **Классификация научных исследований по видам связи с общественным производством**



Рис. 5

Ресурс УДК представляет собой информационно-справочную систему, которая содержит «КОДы» описаний практически всех направлений знаний и научных исследований, зафиксированных в настоящее время. На сегодняшний день ресурс содержит 126441 код УДК. Для определения кода «своего» научного исследования по классификации УДК необходимо сделать несколько «шагов поиска».

Выполним для демонстрации объема ресурса УДК несколько шагов по направлению исследований в области ФИЗИКИ.

УДК Шаг1

Справочник по УДК

Данный ресурс является информационно-справочной системой, описывающей универсальную десятичную классификацию (УДК). Ресурс содержит описание 126441 кода УДК. История создания ресурса

Иерархия УДК

Чтобы перейти в нужный блок, кликайте на коды УДК этого блока

код УДК	описание	число записей
00	Наука в целом (информационные технологии - 004)	1082
1	Философия, Психология	740
2	Религия, Теология	993
30	Теория и методы общественных наук	428
31	Демография, Социология, Статистика	748
32	Политика	328
33	Экономика, Народное хозяйство, Экономические науки	2964
34	Право, Юридические науки	4414
35	Государственное административное управление, Военное искусство, Военные науки	2428
26	Обеспечение духовных и материальных жизненных потребностей, Социальное обеспечение, Социальная помощь, Обеспечение жильем, Страхование	1400
27	Народное образование, Воспитание, Обучение, Организация досуга	1174
29	Этнография, Нравы, Обычаи, Жизнь народа, Фольклора	308
50	Общие вопросы математических и естественных наук	152
51	Математика	3054
52	Астрономия, Геодезия	1663
53	Физика	3937
54	Химия, Кристаллография, Минералогия	7642

55	Геология, Геологические и геофизические науки	3179
56	Палеонтология	1153
57	Биологические науки	2708
58	Ботаника	1963
59	Зоология	3176
60	Прикладные науки, Общие вопросы	8
61	Медицина, Охрана здоровья, Пожарное дело	13058
62	Инженерное дело, Техника в целом	21474
63	Сельское хозяйство, Лесное хозяйство, Охота, Рыбное хозяйство	5995
65	Управление предприятиями, Организация производства, торговли и транспорта	3977
66	Химическая технология, Химическая промышленность, Пищевая промышленность, Металлургия, Родственные отрасли	10167
67	Различные отрасли промышленности и ремесла, Механическая технология	7822
68	Различные отрасли промышленности и ремесла, производящие конечную продукцию, Точная механика	7215
69	Строительство, Строительные материалы, Строительно-	1418

УДК Шаг 2 (Физика)

УДК 53

Физика
влезла Азбука

код УДК	описание	число записей
53.01	Основная теория (принципы) физики	
531-534	Механика	
531	Общая механика, Механика твердых тел	
532	Гидромеханика	
533	Механика газов, Аэродинамика, Физика плазмы	
534	Механические колебания, Акустика	
535	Оптика	
536	Термодинамика	
537	Электричество, Магнетизм, Электромагнетизм	
538	Строение материи	
53.01	Теория и природа явлений	
53.02	Общие законы физических явлений	
53.03	Представления и причины явлений	

53.04	Действия явлений, эффекты	
53.05	Наблюдение и регистрация явлений, Наглядная демонстрация явлений	см. 53.087
53.06	Использование явлений в практических целях	Наблюдение, регистрация, демонстрация
53.07	Аппаратура для изучения и демонстрации явлений	
53.08	Общие основы и теория измерений, Конструкции и детали измерительных приборов, Методы измерения, Наблюдение и регистрация результатов измерения	см. 621.317 Электротермометрическая техника см. 681.2 Приборостроение, Измерительная техника
53.09	Зависимость различных явлений от некоторых основных физических воздействий	

<p>УДК Шаг 3 (Основные теории (принципы) физики)</p>	<p>УДК Шаг 4 (Кинематика. Математическая теория движения)</p>																																																																																																												
<p>УДК 531</p> <p>Общая механика. Механика твердых тел</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>код</th> <th>наименование</th> <th>тип</th> <th>ссылка</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>531.1</td><td>Классическая механика: основы</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.2</td><td>Статика</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.3</td><td>Динамика</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.4</td><td>Работа, энергия, импульс, закон сохранения энергии</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.5</td><td>Системы координат. Трансформации. Матрицы. Векторы</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.6</td><td>Механические колебания. Стационарные колебательные системы</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.7</td><td>Неравновесные колебания и хаотическое движение</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.8</td><td>Неравновесные системы. Механизм и квантовая механика</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.9</td><td>Теория гравитации и космология. Основы теории относительности</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.901.902</td><td>Теория струн</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.91</td><td>Специальная теория относительности</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.92</td><td>Общая теория относительности</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.93</td><td>Квантовая механика</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.94</td><td>Квантовая электродинамика</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.95</td><td>Квантовая теория поля</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.96</td><td>Математическая теория относительности</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	код	наименование	тип	ссылка	531.1	Классическая механика: основы			531.2	Статика			531.3	Динамика			531.4	Работа, энергия, импульс, закон сохранения энергии			531.5	Системы координат. Трансформации. Матрицы. Векторы			531.6	Механические колебания. Стационарные колебательные системы			531.7	Неравновесные колебания и хаотическое движение			531.8	Неравновесные системы. Механизм и квантовая механика			531.9	Теория гравитации и космология. Основы теории относительности			531.901.902	Теория струн			531.91	Специальная теория относительности			531.92	Общая теория относительности			531.93	Квантовая механика			531.94	Квантовая электродинамика			531.95	Квантовая теория поля			531.96	Математическая теория относительности			<p>УДК 531.1</p> <p>Кинематика. Математическая теория движения</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>код</th> <th>наименование</th> <th>тип</th> <th>ссылка</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>531.11</td><td>Основные принципы. Определение понятий</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.12</td><td>Движение точки</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.13</td><td>Движение тела</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.14</td><td>Плоскостные движения. Простейшие поступательные движения</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.15</td><td>Вращение. Угловая скорость. Угловое ускорение</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.16</td><td>Свободное движение. Комбинированное движение. Кинематика вращательного поступательного и криволинейного движений</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.17</td><td>Вынужденные движения</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.18</td><td>Осцилляционные движения</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.19</td><td>Специальная механика</td><td>см. 539.2 Теория относительности и квантовая механика</td><td></td></tr> </tbody> </table>	код	наименование	тип	ссылка	531.11	Основные принципы. Определение понятий			531.12	Движение точки			531.13	Движение тела			531.14	Плоскостные движения. Простейшие поступательные движения			531.15	Вращение. Угловая скорость. Угловое ускорение			531.16	Свободное движение. Комбинированное движение. Кинематика вращательного поступательного и криволинейного движений			531.17	Вынужденные движения			531.18	Осцилляционные движения			531.19	Специальная механика	см. 539.2 Теория относительности и квантовая механика	
код	наименование	тип	ссылка																																																																																																										
531.1	Классическая механика: основы																																																																																																												
531.2	Статика																																																																																																												
531.3	Динамика																																																																																																												
531.4	Работа, энергия, импульс, закон сохранения энергии																																																																																																												
531.5	Системы координат. Трансформации. Матрицы. Векторы																																																																																																												
531.6	Механические колебания. Стационарные колебательные системы																																																																																																												
531.7	Неравновесные колебания и хаотическое движение																																																																																																												
531.8	Неравновесные системы. Механизм и квантовая механика																																																																																																												
531.9	Теория гравитации и космология. Основы теории относительности																																																																																																												
531.901.902	Теория струн																																																																																																												
531.91	Специальная теория относительности																																																																																																												
531.92	Общая теория относительности																																																																																																												
531.93	Квантовая механика																																																																																																												
531.94	Квантовая электродинамика																																																																																																												
531.95	Квантовая теория поля																																																																																																												
531.96	Математическая теория относительности																																																																																																												
код	наименование	тип	ссылка																																																																																																										
531.11	Основные принципы. Определение понятий																																																																																																												
531.12	Движение точки																																																																																																												
531.13	Движение тела																																																																																																												
531.14	Плоскостные движения. Простейшие поступательные движения																																																																																																												
531.15	Вращение. Угловая скорость. Угловое ускорение																																																																																																												
531.16	Свободное движение. Комбинированное движение. Кинематика вращательного поступательного и криволинейного движений																																																																																																												
531.17	Вынужденные движения																																																																																																												
531.18	Осцилляционные движения																																																																																																												
531.19	Специальная механика	см. 539.2 Теория относительности и квантовая механика																																																																																																											
<p>УДК Шаг 5 (Основные принципы. Определение понятий)</p>	<p>УДК Шаг 6 (Размерность. Пространство и время)</p>																																																																																																												
<p>УДК 531.11</p> <p>Основные принципы. Определение понятий</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>код</th> <th>наименование</th> <th>тип</th> <th>ссылка</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>531.11</td><td>Основные принципы. Определение понятий</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.12</td><td>Движение точки</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.13</td><td>Движение тела</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.14</td><td>Плоскостные движения. Простейшие поступательные движения</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.15</td><td>Вращение. Угловая скорость. Угловое ускорение</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.16</td><td>Свободное движение. Комбинированное движение. Кинематика вращательного поступательного и криволинейного движений</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.17</td><td>Вынужденные движения</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.18</td><td>Осцилляционные движения</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.19</td><td>Специальная механика</td><td>см. 539.2 Теория относительности и квантовая механика</td><td></td></tr> </tbody> </table>	код	наименование	тип	ссылка	531.11	Основные принципы. Определение понятий			531.12	Движение точки			531.13	Движение тела			531.14	Плоскостные движения. Простейшие поступательные движения			531.15	Вращение. Угловая скорость. Угловое ускорение			531.16	Свободное движение. Комбинированное движение. Кинематика вращательного поступательного и криволинейного движений			531.17	Вынужденные движения			531.18	Осцилляционные движения			531.19	Специальная механика	см. 539.2 Теория относительности и квантовая механика		<p>УДК 531.111</p> <p>Размерность. Пространство и время</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>код</th> <th>наименование</th> <th>тип</th> <th>ссылка</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>531.111.1</td><td>Непрерывность пространства и времени</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.111.5</td><td>Связь пространства и времени</td><td></td><td></td></tr> <tr><td>531.111.9</td><td>Квантование в непрерывном и пространственно-дискретном пространстве</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	код	наименование	тип	ссылка	531.111.1	Непрерывность пространства и времени			531.111.5	Связь пространства и времени			531.111.9	Квантование в непрерывном и пространственно-дискретном пространстве																																																						
код	наименование	тип	ссылка																																																																																																										
531.11	Основные принципы. Определение понятий																																																																																																												
531.12	Движение точки																																																																																																												
531.13	Движение тела																																																																																																												
531.14	Плоскостные движения. Простейшие поступательные движения																																																																																																												
531.15	Вращение. Угловая скорость. Угловое ускорение																																																																																																												
531.16	Свободное движение. Комбинированное движение. Кинематика вращательного поступательного и криволинейного движений																																																																																																												
531.17	Вынужденные движения																																																																																																												
531.18	Осцилляционные движения																																																																																																												
531.19	Специальная механика	см. 539.2 Теория относительности и квантовая механика																																																																																																											
код	наименование	тип	ссылка																																																																																																										
531.111.1	Непрерывность пространства и времени																																																																																																												
531.111.5	Связь пространства и времени																																																																																																												
531.111.9	Квантование в непрерывном и пространственно-дискретном пространстве																																																																																																												

С точки зрения удобства размещения той или иной информации по «полкам», по классам, по направлениям исследований, эта система вполне удобна. Однако, данная система, устанавливая «связи по вертикали» не позволяет устанавливать «связи по горизонтали», когда, казалось бы, в совершенно разных направлениях исследований имеем близкую философию и природу проблем; близкий и взаимоприемлемый инструментарий; формы получения и трактовки результатов. Очевидно, поэтому возникает необходимость создания дополнительных форм и схем классификации.

Классификация, кроме отражения, прошедшего или настоящего периода исследований, способна формировать будущие исследования, перспективные направления развития, использования интеллектуальных сил и финансовых средств. К таким можно отнести, например, перечень «Национальных проектов РФ». Такая классификация перспективных направлений исследований позволяет научно-исследовательским работникам и организациям формировать свою стратегию на несколько лет вперёд. Каждый «Национальный проект» сопровождается своим Паспортом.

- Паспорт национального проекта «Здравоохранение»;
- Паспорт национального проекта «Образование»;
- Паспорт национального проекта «Демография»;
- Паспорт национального проекта «Культура»;

- Паспорт национального проекта «Безопасные и качественные автомобильные дороги»;
- Паспорт национального проекта «Жильё и городская среда»;
- Паспорт национального проекта «Экология»;
- Паспорт национального проекта «Наука»;
- Паспорт национального проекта «Малое и среднее предпринимательство и поддержка индивидуальной предпринимательской инициативы»;
- Паспорт национального проекта «Производительность труда и поддержка занятости»;
- Паспорт национального проекта «Международная кооперация и экспорт»;
- Комплексный план модернизации и расширения магистральной инфраструктуры на период до 2024 года;
- Паспорт национальной программы «Цифровая экономика Российской Федерации».

Для планирования научных исследований важным вопросом является не только: «*К какой области знаний относится та или иная НИР, или инновационная деятельность?*». В немалой степени важным вопросом является: «*Куда и где можно приложить свои знания, опыт, научный инструментарий, чтобы оказаться или «попасть» в направление перспективных разработок, в направление достаточного финансирования, в направление гарантированного спроса?*».

На этот вопрос, в некотором роде, отвечает, ещё одна классификация, перечень **ПРОРЫВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**, способных качественно изменить жизнь людей на планете. К ним, в частности относятся:

- *ультраёмкие батареи,*
- *наносенсоры и интернет нановещей,*
- *блокчейн,*
- *двухмерные материалы,*
- *беспилотные автомобили,*
- *медицинские чипы,*
- *Solar Cells,*
- *открытая экосистема искусственного интеллекта,*
- *оптогенетика, системы метаболической инженерии.*

Ультраёмкие батареи. Мир давно уже готов отказаться от нефтепродуктов в пользу электроэнергии. Последним рубежом этой технологической войне остаются надежные и емкие батареи, способные хранить достаточное количество заряда. Последние исследования в этой сфере позволяют надеяться на то, что уже через несколько лет батареи

с использованием натрия, алюминия и цинка смогут обеспечивать людей дешевой и доступной энергией. Это коснется не только электромобилей — чем дешевле будет технология аккумулирования электричества, тем выше будет уровень жизни стран третьего мира. А это означает доступное образование, удешевление продуктов питания и много других вещей, о которых гуманисты могут только мечтать.

Наносенсоры и интернет вещей. Интернет вещей — глобальная сеть приборов, оснащенных встроенными технологиями для взаимодействия друг с другом или с внешней средой. Технология способна в корне изменить представление о роли человека в мире, благодаря его исключению из части действий и операций. Ускорить процесс проникновения интернета вещей помогут наносенсоры и медицинские нанотехнологии, которые окажут огромное влияние на будущее медицины, архитектуры, сельского хозяйства и производство лекарств.

Блокчейн. Система блокчейн представляет собой электронную цепочку с несколькими участниками, которую невозможно сломать или подделать извне. Это означает абсолютную безопасность денежных переводов и не только — блокчейн может послужить хорошей службой во всех сферах жизни, в которых требуется точность и защищенность. Это может быть голосование, защита данных и любые финансовые операции. Экономический и социальный потенциал технологии блокчейн способен коренным образом изменить мировые рынки и отказаться от привычной валюты.

Двухмерные материалы. Двухмерные материалы (2D-материалы), толщина которых составляет всего один атом, активно изучаются в последние годы. Наиболее известным и изученным представителем является графен. Но кроме него существуют и другие двумерные материалы, такие как: силицен, германен и другие. Они могут быть использованы во множестве технологий: от фильтрации воды и воздуха до новых поколений аккумуляторных батарей.

Беспилотные автомобили. Беспилотные автомобили пока еще не получили легального статуса в большинстве стран мира, но их потенциал в деле снижения уровня загрязнения окружающей среды, повышения экономики, а также улучшения качества жизни пожилых людей и других слоев общества просто огромен. Поэтому крупнейшие автопроизводители мира сейчас ведут активную работу над автономными технологиями, позволяющими превратить водителя в пассажира.

Медицинские чипы. Интернет вещей несет перемены и в медицину. Миниатюрные сенсоры, устанавливаемые на жизненно важные органы человека, позволяют вести дистанционную диагностику здоровья, составлять статистику и забыть об очередях в больнице.

Solar Cells. Этот новый фотоэлектрический материал предлагает три улучшения по сравнению с классическими кремниевыми солнечными батареями: его легче сделать, его можно использовать практически в любом месте, и он позволяет генерировать энергию более эффективно.

Открытая экосистема искусственного интеллекта. Цифровые помощники, нейросети и чат боты скоро возьмут на себя большой спектр задач, прежде принадлежащих человеку. Уже сейчас искусственный интеллект, при должной настройке способен поддерживать вполне осмысленный диалог с человеком. Через 10-20 лет искусственный разум станет гораздо ближе среднестатистическому жителю Земли — он будет отслеживать финансы, консультировать по вопросам медицины и будет работать диспетчером на производстве.

Оптогенетика. Использование света и цвета для записи активности нейронов в головном мозге известно уже несколько лет, но в этом году ученым удалось сделать прорыв. Это значит, что оптогенетика скоро станет еще одним методом борьбы с расстройствами и заболеваниями мозга.

Системы метаболической инженерии. Достижения в области синтетической биологии, системной биологии и эволюционной инженерии постепенно стирают границы между живым и неживым миром. Создание прочных материалов, топлива и восстанавливаемых источников энергии является целью этой отрасли науки, призванной удешевить технологии благодаря природным ресурсам.

И «Национальные проекты» и «Прорывные технологии» - это те направления, которые относятся к стратегии развития государства, в которые планируется вкладывать средства и финансирование.

Не беда, что в настоящее время у государства нет проявленной, или обозначенной, КОНЦЕПЦИИ развития, в то же время, наличие стратегических направлений исследований позволяет научно-исследовательским коллективам ориентироваться в использовании своего научного и социального потенциала. В соответствии с этим, государство, его властные и финансовые структуры, формируют условия для реализации этих стратегических задач. Кроме финансирования, важнейшим вопросом становится вопрос, а кто способен решать задачи в каждом направлении, какими силами и средствами можно решить эти задачи? Для этого, несомненно, будет формироваться среда создания специалиста «принципиально нового типа», под решение заявленных стратегических задач.

Поэтому, возникает острая необходимость посмотреть на все направления исследований по сегментам: УДК; Национальные проекты; Прорывные технологии; ГРАНТЫ ФЦП, РФФИ, фонда Президента, Правительства и иным фондам, принципиально с другой точки зрения, а именно с позиции элементарного понимания терминов и определений, с позиции прозрачности горизонтальных связей научных исследований в различных областях, с позиции прозрачных правил финансирования научных исследований.

Анализируя весь многообразный спектр направлений исследований, *во всех областях знаний*, приходим к выводу, что *всё человечество* занимается исследованиями всего лишь в ТРЁХ направлениях: **СКОРОСТЬ, ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ, МАТЕРИАЛ.**

СКОРОСТЬ.

Скорость реализации процессов превратилась в цель. «Быстрее достичь» - не считаясь с затратами, стало критерием развития. Не производительность, не коэффициент полезного действия, иногда и не безопасность, а *скорость*.

Скорость доставки товаров, *скорость* доставки услуг, *скорость* доставки информации или дезинформации, *скорость* доставки оружия и поражающих средств, *скорость* уничтожения или *скорость* спасения. Где-то здесь нашлось место для производительности или КПД?

ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ.

Позиционирование предполагает и предусматривает: куда необходимо что-то доставить и куда это что-то нужно положить. Это и ракета с параметрами полёта, и посадки, (не всегда с мирными целями). Не нужно уже американцам бомбить Вьетнам коврами бомбардировками, а достаточно точного удара по машине Сулеймани, как они сделали в Ираке. Это и медицина. Не нужно принимать горстями пилюли или инъекции, которые будут гулять по телу человека в поисках больного места, нанося вред другим органам. Необходимо лекарство ввести в самый центр болезненного участка, или с филигранной точностью удалить его. Это и робототехника, и навигация и многое другое. Вопросы позиционирования решаются в медицине, в военных отраслях, в машиностроении, в приборостроении, в химии, биологии и других отраслях

МАТЕРИАЛ.

Речь, прежде всего, идёт о разработке, создании и технологиях получения новых или не восполняемых материалах; прочностные, коррозионностойкие, и иные свойства существенно превосходят существующие или обладают свойствами, которых нет у существующих материалов. Создание новых материалов взамен исчезающим природным ма-

териалам; создание материалов с новыми технологическими и конструктивными свойствами; создание всевозможных добавок, активных веществ, штаммов и многого другого. Получение нового, более высокого качества материалов, изделий, услуг на их основе.

Перечисленный перечень важнейших направлений исследований и научно-исследовательских работ: - *скорость*, - *позиционирование*, - *новый материал*, в полной мере вскрывают и характеризуют современные социальные процессы, процессы, происходящие в общественной жизни, на решение которых мировые державы затрачивают колоссальные средства. Однако, эти вопросы не являются предметом нашего обсуждения.

Список литературы

1. Отакулов О.Х., Герасимов М.Д. Стратегическое направление исследований современного университета для нужд промышленного производства. Материалы международной конференции «Актуальные проблемы внедрения инновационной техники и технологий на предприятиях по производству строительных материалов, химической промышленности и в смежных отраслях». Фергана, 2019, 24-25 мая, 517 с., С. 8-11.
2. Герасимов М.Д., Локтионов И.О. Технологические решения двойного назначения. Перспективы применения. Вектор ГеоНаук. 1919. Том 2. №1. С. 19 – 26

УДК 1(091), 625

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ПРИРОДЕ, В ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ И В ОБЩЕСТВЕ

Герасимов М.Д.

ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье рассматривается методика подхода к изучению процессов движения в природе, процессов в производственной деятельности и процессам, протекающим в социальной и общественной жизни, с точки зрения колебательных процессов. Показано, что достижение результата в сложных многофакторных процессах реализуются с использованием резонансных условий.

Ключевые слова: колебательные процессы, природа, производство, общество

OSCILLATORY PROCESSES IN NATURE, IN PRODUCTION ACTIVITIES AND IN SOCIETY

Gerashimov M.D.

Belgorod State Technological University named V.G. Shukhov, Belgorod

The article discusses the methodology of approach to the study of motion processes in nature, processes in production activities and processes occurring in social and public life, from the point of view of oscillatory processes. It is shown that the achievement of the result in complex multifactorial processes is realized using resonance conditions.

Key words: oscillatory processes, nature, production, society

Если с термином и явлением «СКОРОСТЬ» вроде бы всё понятно и можно сказать: «ВСЁ (любая величина, любой параметр, любой процесс) ЧТО ОЦЕНИВАЕТСЯ В ЕДИНИЦУ ВРЕМЕНИ? ЯВЛЯЕТСЯ СКОРОСТЬЮ ЭТОГО САМОГО ВСЕГО (величины, параметра, процесса)».

Это и перемещение тела (материальной точки) в единицу времени – скорость точки. Это и производительность экскаватора – скорость перемещения объёма материала. Это и производительность подъёмного крана – скорость перемещения груза. Это и мощность – скорость выполнения работы, и многое другое. Это и ускорение – скорость изменения скорости. Поэтому, при любых научных, исследовательских, производственных и общественных процессах можно пользоваться единственным критерием оптимизации – СКОРОСТЬЮ.

Вопросы ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ в научно-исследовательском и практическом плане лежат не только в плоскости точности попадания рассматриваемой точки в назначенное место. И хотя эти задачи занимают доминирующее место, в вопросах ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ присутствует ещё одна составляющая – СОЦИАЛЬНО-ПСИХОЛОГИЧЕСКАЯ. Несомненно, что социально-психологическая составляющая в вопросах позиционирования наглядно просматривается и очевидна в политике стран и их правительств, средств массовой информации, в отдельных законодательных актах многих государств. Однако, и при формировании основ и направлений научных исследований в явление «позиционирование» могут быть вольно или невольно включены элементы психологии. Сформулированное однажды некоторое суждение или положение на десятилетие и даже столетия останавливает развитие в отдельных областях исследований.

Не станем останавливаться на таких примерах как:

- Земля – это плоское тело, которое стоит на трёх слонах, а слоны стоят на черепахе....
- Солнце вращается вокруг Земли...
- Генетика – по академику Лысенко Трофима Денисовича...
- Кибернетика – буржуазная лженаука...
- Движение в США о запрете исследований в области половых, расовых особенностей ...

Нет. Коснёмся святого. Первый закон И. Ньютона

Первый закон в редакции И. Ньютона записан [1] следующим образом.

«Всякое тело продолжает удерживаться в своём состоянии покоя или равномерного и прямолинейного движения, пока и поскольку оно не понуждается приложенными силами изменить это состояние» - И. Ньютон (1687) [1].

Гениально!!!!

Что говорит это определение? Тело уже находится в состоянии движения!!! Из различных видов движения выделяется состояние покоя или равномерного прямолинейного движения... Эти два состояния тела могут удерживаться (но, не вечно, не сохраняться, а удерживаться) До тех пор, пока тело не понуждается уже действующими, равно как и новыми, на него силами изменить это состояние!!!

Добавить нечего. Слова, термины, их последовательность, завершённость, направление дальнейшего использования этого закона сформулированы безупречно, даже с учётом перевода на Русский язык*.

Научные потомки И. Ньютона, очевидно во многих странах, поработали и представили несколько иные определения его первого закона.

«Если на материальную точку не действуют другие тела, то она находится в состоянии покоя или равномерного прямолинейного движения». Системы отсчёта, в которых выполняется 1-й закон, называются ИНЕРЦИОННЫМИ [2].

«Существуют такие системы отсчёта, относительно которых поступательно движущиеся тела сохраняют свою скорость постоянной, если на них не действуют другие тела [3]».

«Всякая материальная точка (тело) сохраняет состояние покоя или равномерного прямолинейного движения до тех пор, пока воздействие со стороны других тел не заставит её изменить это состояние» и далее «Первый закон Ньютона утверждает существование инерционной системы отсчёта [4]».

«Если на одно тело не действуют никакие другие тела, то тело сохраняет состояние покоя или равномерного прямолинейного движения относительно Земли* [5]» и далее: «Это утверждение является приближённым...»

Разнообразие определений не навязчиво, как бы вскользь, отодвигает ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ, в первую очередь, ученика, студента и исследователя от основных положений.

Возникает вопрос: «Если на одно тело не действуют никакие другие тела...», то зачем их рассматривать (?), а бывают ли тела, на которые

не действуют другие тела (?), а чем данное тело, на которое не действуют другие тела, так замечательно, что нужно рассматривать именно его (?). Вот первая цена отступления от оригинала.

«Тело находится в состоянии...(пассивность)» и «Тело сохраняет состояние...(активность)», разница колоссальная. Тело не может сохранять или изменять состояние, наоборот, сохранение или изменение состояния влечёт изменение поведения тела.

Итак, главной позицией 1-го закона Ньютона необходимо считать ДВИЖЕНИЕ тела. Затем – СОСТОЯНИЕ тела, которое позволяет УДЕРЖИВАТЬ тело в состоянии ПОКОЯ или в состоянии РАВНОМЕРНОГО И ПРЯМОЛИНЕЙНОГО движения. Первый закон Ньютона НЕ утверждает существование инерционной системы отсчёта. Инерционная система – это модель некоторого пространства, в которой удобно пользоваться этим законом.

Таким образом, в изложении первого закона Ньютона можно наблюдать три этапа изменения научного позиционирования. Первый этап: забываем, исключаем, ДВИЖЕНИЕ вообще, а сразу переходим к *частному случаю движения* – покою и равномерному прямолинейному движению. Второй этап: *приписываем телу активную роль*, способному СОХРАНЯТЬ состояние. Третий этап: искусственно созданной модели, инерционной системе отсчёта, *присвоили реальное существование*.

Такие попытки, сделать какие-то идеи и определения упрощённые для понимания, могут уводить совершенно к иной позиции при оценке рассматриваемого вопроса, при выработке направления исследования, при оценке результатов исследований.

Приступая к исследованиям, связанным с ДВИЖЕНИЕМ вообще или с его частными проявлениями, уместным замечанием является то, что в основе всех процессов ДВИЖЕНИЯ лежат КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ. Это в полной мере относится и к материальной природе и к общественным процессам. Можно уверенно сказать, что любое тело или система тел в природе и в обществе находятся в одном или в некотором интегральном колебательном процессе. Причём, отдельный колебательный процесс может рассматриваться как частный случай интегрального колебательного процесса, выделенный для простоты решения некоторой конкретной задачи.

Поэтому, любой процесс в технике, в производстве и в обществе целесообразно в первую очередь рассматривать как колебательный процесс. А значит, и решать теоретические, технические, общественные задачи необходимо с использованием методов, которые заложены и используются в колебательных процессах.

Известно, что колебательные процессы [6,7,8] характеризуются амплитудным значением величины, частотой и периодом колебаний, суммарным колебательным процессом, если процесс состоит из нескольких элементарных колебательных процессов. Кроме этого, важной характеристикой колебательных процессов является РАЗОНАНС.

Не исключено, что учёным удастся раскрыть механизм колебательного процесса в веществе, из которого произошла вселенная и что первый взрыв вселенной произошёл в результате резонанса внутри ядра вселенной.

Список литературы

1. Физическая энциклопедия / Гл. ред. А.М. Прохоров Ред. кол. Д. М. Алексеев, А. М. Балдин, А. М. Бонч-Бруевич и др. - М. Изд-во «Большая Российская энциклопедия». Т. 3. 1992. 672 с.
2. Политехнический словарь. Гл. ред. И. И. Артоболевский. М. «Советская энциклопедия». 1976. 608 с.
3. Кабардин О.Ф. Физика: Справ. Материалы: Учебное пособие для учащихся. – 3-е изд. – М.: Просвещение, 1991. – 367 с.
4. Трофимова Т.И. Курс физики: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1990. – 478 с.
5. Элементарный учебник физики. Под редакцией академика Г. С. Ландсберга. Т. 1. Механика. Теплота. Молекулярная физика. Изд-во «Наука». 1985. 616 С.
6. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. / Под ред. В. А. Баумана, И. И. Быховского, Б. Г. Гольдштейна. М.: Машиностроение, 1970. 548 с
7. Вибрация в технике. Справочник. Т. 4/Под ред. Э. Э, Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
8. Крюков Б. И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. Киев: Наукова думка, 1967. 210 с

УДК 625

РАСШИРЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ ПЛИТ

Герасимов М.Д.¹, Богданов Н.Д.¹, Бражник Ю.В.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Вибрационные плиты занимают достаточно большой сегмент строительного оборудования, который на рынке строительной техники представлен десятками фирм производителей и дилерами. В статье приведен пример перевода виброплиты из круговых в бигармонические колебания с коэффициентом асимметрии вынуждающей силы

равным двум. Расчёты выполнены с использованием технической характеристики виброплиты Дупарас LF 90А.

Ключевые слова. Виброплита, Дупарас, круговые колебания, бигармонические колебания.

EXPANSION OF FUNCTIONAL CAPABILITIES OF VIBRATION PLATES

Gerasimov M.D.¹, Bogdanov N.D.¹, Brajnik U.V.¹

¹ *Belgorod State Technological University
named after V.G. Shukhova, Belgorod*

Vibratory plates occupy a fairly large segment of construction equipment, which is represented on the construction equipment market by dozens of manufacturers and dealers. The article gives an example of converting a vibrating plate from circular to biharmonic vibrations with a driving force asymmetry coefficient equal to two. The calculations were made using the technical characteristics of the Dynapac LF 90A vibrating plate.

Keywords. Vibratory plate, Dynapac, circular vibrations, biharmonic vibrations.

В статье использован метод расчёта и проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями, разработанный для получения заданного проектом коэффициента динамичности вибрационной системы [1,2,3]. Метод позволяет не только проектировать вибрационные устройства с асимметричной вынуждающей силой, но и переводить вибрационные устройства с круговыми колебаниями, например, в бигармонические с заданной асимметрией нагружения. Задаёмся техническими параметрами существующей виброплиты.

Техническая характеристика виброплиты Дупарас LF 90А

Рабочий вес, кг	116
Размер уплотняющей площадки, мм	625x500
Отдача двигателя, л.с. при об. Мин	2,8 кВт, 2600
Рабочая скорость, метров в мин	25
Производительность, м ² /час	680
Глубина уплотнения, мм	200~250
Вибратор	Одновальная система
Тип привода вибратора	Механический
Частота, Гц	80
Центробежная сила, кН	14
Динамическое уплотняющее усилие, кг	1400

Рабочая скорость $V_{\text{прод}} = 25 \text{ м/мин.} = 0,417 \text{ м/с.} = 0,0052 \text{ м/об.}$

Частота $f = 80 \text{ Гц,}$ или: частота вращения дебалансного вала $n = 4800 \text{ об/мин.}$

Таким образом, за один оборот дебалансного вала плита проходит:

$$S_{\text{об}} = \frac{V_{\text{прод}}}{n} = \frac{25}{4800} = 0.0052 \text{ м/об} = 0,52 \text{ см/об} = 5,2 \text{ мм/об}$$

Составим уравнение импульса вынуждающей силы вибратора виброплиты для одного цикла перемещения за один оборот дебалансного вала:

$$m_{\text{пл}} \cdot V_{\text{пл.об}} = F \cdot t_{\text{об}}$$

где $m_{\text{пл}} = 116 \text{ кг}$ – масса виброплиты;

$V_{\text{пл.об}} = 0,417 \text{ м/с}$ – скорость перемещения виброплиты за один оборот дебалансного вала;

$t_{\text{об}} = 0,0125 \text{ с.} = 1/80 \text{ с.}$ – время одного оборота дебалансного вала.

Тогда величина усилия для перемещения виброплиты составит:

$$F = \frac{m_{\text{пл}} \cdot V_{\text{пл.об}}}{t_{\text{об}}} = \frac{116 \cdot 0,417}{0,0125} = 3870 \text{ кг} = 37924 \text{ кН.}$$

В технических характеристиках имеем величину вынуждающей силы 14 кН. Рассмотрим обратную задачу по определению скорости перемещения виброплиты, $V_{\text{прод}}^{\circ}$, при такой величине вынуждающей силы.

$$V_{\text{прод}}^{\circ} = \frac{t_{\text{об}} \cdot F}{m_{\text{пл}}} = \frac{0,0125 \cdot 1400}{116} = 0,151 \text{ м/с}$$

или

$$V_{\text{прод}}^{\circ} = 0,151 \cdot 60 = 9,1 \text{ м/мин}$$

Можно обратить внимание на существенную разницу в заявленной скорости (25 м/мин) и расчётной ($9,1 \text{ м/мин.}$). Такая разница может быть объяснена: или завышенной величиной в рекламных интересах, или не полным учётом факторов процесса в расчёте. Это может быть оценено в натуральных испытаниях на конкретном уплотняемом материале.

Для дальнейшего рассмотрения принимаем данные, отражённые в технической характеристике.

Определяем величину статического момента дебалансов виброплиты из выражения:

$$M_{\text{ст}} = m_{\text{д}} \cdot r_{\text{д}} = \frac{F}{\omega_{\text{д}}^2} = \frac{14000}{502,4^2} = 0,0555 \text{ кг}\cdot\text{м}$$

С учетом того, что дебалансы могут состоять из двух частей, то статический момент дебалансов каждой стороны составит $M_{\text{ст}(1)} = 0,028 \text{ кг}\cdot\text{м.}$

Целью данной статьи является рассмотрение примера перевода виброплиты на бигармонические колебания с коэффициентом динамичности вибрационной системы ($k_{\text{д}}$) равным двум, т.е. $k_{\text{д}} \cong 2,0.$

Физический смысл коэффициента динамичности $k_d \cong 2,0$ означает, что величина вынуждающей силы в сторону уплотняемого грунта в два раза больше, чем в противоположном направлении.

Задачи перевода вибрационного устройства на бигармонические колебания, при выполнении цели, должна обеспечить заданную скорость передвижения виброплиты.

Моделирование работы виброплиты при существующих параметрах базовой машины.

Формируем исходные данные для расчёта, табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчёта модели базовой машины

p_i	№ вибратора	1
3,1416	Масса (кг)	1,4
Период колебаний	Радиус (см)	2
T, c	Нач. фаза (град)	0
0,0125	Скорость (об/мин)	4800

Расчёт величины вынуждающей силы выполняем в пределах периода по 20 точкам, который приведен в табл. 2.

Таблица 2

Расчёт величины вынуждающей силы вибрационного устройства базовой машины

№	t	F	Сумма
1	2	3	4
0	0,000	14,15	14,15
1	0,001	13,46	13,46
2	0,001	11,45	11,45
3	0,002	8,32	8,32

Окончание табл. 2

1	2	3	4
4	0,003	4,37	4,37
5	0,003	0,00	0,00
6	0,004	-4,37	-4,37
7	0,004	-8,32	-8,32
8	0,005	-11,45	-11,45
9	0,006	-13,46	-13,46
10	0,006	-14,15	-14,15
11	0,007	-13,46	-13,46
12	0,008	-11,45	-11,45
13	0,008	-8,32	-8,32
14	0,009	-4,37	-4,37
15	0,009	0,00	0,00
16	0,010	4,37	4,37
17	0,011	8,32	8,32
18	0,011	11,45	11,45
19	0,012	13,46	13,46
20	0,013	14,15	14,15
	<i>Max</i>	14,15	14,15
	<i>Min</i>	-14,15	-14,15

Здесь t – текущее время в пределах периода колебаний, F – текущая величина вынуждающей силы, Max , Min – наибольшее и наименьшее значение величины вынуждающей силы вибрационного устройства базовой виброплиты. График изменения величины вынуждающей силы в пределах периода колебаний приведен на рис. 1.

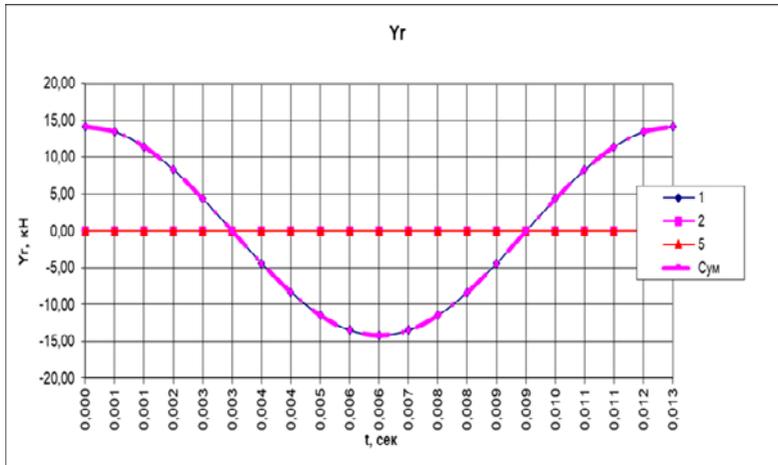


Рис. 1. График изменения центробежной силы. Y_r – ось величины вынуждающей силы, t, c – время, 2...5 – резервные каналы для дополнительных вибраторов

Принятое соотношение массы дебаланса и эксцентриситета: $m_d = 1,4$ кг,

$r = 2$ см = 0,02 м. может быть иным. Важно, чтобы статический момент дебаланса оставался неизменным.

$$M_{ст(1)} = m_d \cdot r = 1,4 \cdot 0,02 = 0,028 \text{ кг} \cdot \text{м} = 2,8 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Следует иметь ввиду, что бигармонические колебания с коэффициентом динамичности $k_d \cong 2.0$ означает, что колебания являются асимметричными.

Асимметричные колебания генерируются суммарной вынуждающей силой вибрационного устройства, которая состоит из вынуждающей силы вибратора с *круговыми* колебаниями базовой машины ($F_{кр.б}$) и вынуждающей силы дополнительного вибратора с *направленными* колебаниями ($F_{н.к.}$), так, что:

$$F_{сумм} = F_{кр.б.} + F_{н.к.}$$

где $F_{кр.б.}$ - вынуждающая сила вибратора с круговыми колебаниями базовой машины, кН;

$F_{н.к.}$ - вынуждающая сила дополнительного вибратора с направленными колебаниями, кН.

Принимаем для вибрационного устройства с асимметричными колебаниями коэффициент асимметрии суммарной вынуждающей силы

(коэффициент динамичности вибрационного устройства с асимметричными колебаниями) равный $k_{acc.} = k_d = 2,0$. Коэффициент асимметрии суммарной вынуждающей силы для двух ступеней вибраторов в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями может изменяться в пределах $1,0 \leq k_{acc.} \leq 2,0$. Максимальное значение $k_{acc.}$ может составлять $k_{acc.} = 2,0$ при рациональных значениях параметров вибрационного устройства.

Для получения максимального значения величины коэффициента асимметрии суммарной вынуждающей силы принимаем соотношение вынуждающих сил, составляющих вибрационное устройство, в соответствии с выражением:

$$F_{кр.б.} + F_{н.к.} = F_{сумм} = 14,0 \text{ кН},$$

или

$$\frac{1}{3} \cdot F_{сумм} + \frac{2}{3} \cdot F_{сумм} = 14,0 \text{ кН}.$$

Переводим величину вынуждающей силы вибратора с круговыми колебаниями базовой машины в соотношение:

$$F_{кр.б.} = \frac{1}{3} \cdot F_{сумм} = \frac{1}{3} \cdot 14 = 4,67 \text{ кН}$$

Величину вынуждающей силы базового вибратора с круговыми колебаниями получаем при исходных параметрах:

$$m_d = 0,93 \text{ кг}, \quad r = 1 \text{ см} = 0,01 \text{ м}, \quad n = 4800 \text{ об/мин.}$$

Величина вынуждающей силы $F_{кр.б.} = 4,7 \text{ кН}$.

Аналогично, принимаем величину вынуждающей силы дополнительного вибратора с направленными колебаниями:

$$F_{н.к.} = \frac{2}{3} \cdot F_{сумм} = \frac{2}{3} \cdot 14 = 9,33 \text{ кН}$$

Величину вынуждающей силы дополнительного вибратора с направленными колебаниями получаем при следующих исходных параметрах:

$$m_d = 2,46 \text{ кг}, \quad r = 3 \text{ см} = 0,03 \text{ м}, \quad n = 2400 \text{ об/мин.}$$

Величина вынуждающей силы $F_{н.к.} = 9,32 \text{ кН}$.

Величина суммарной вынуждающей силы вибрационного устройства с асимметричными колебаниями составляет:

$$F_{сумм} = F_{кр.б.} + F_{н.к.} = 14,02 \text{ кН},$$

Расчёт величины суммарной вынуждающей силы вибрационного устройства с асимметричными колебаниями приведен в табл. 3.

Таблица 3.

Исходные данные для расчёта модели виброплиты с бигармоническими колебаниями

p_i	№ вибратора	1	2
3,1416	Масса (кг)	2,46	0,93
	Радиус (см)	3	1
T	Нач. фаза (град)	0	0
0,03	Скорость (об/мин)	2400	4800
dt	R (м)	0,03	0,01
0,00125	φ_0 (рад)	0,00	0,00
	$\omega(1/c)$	251,3	502,656

Расчёт величины вынуждающей силы выполняем в пределах периода по 20 точкам, который приведен в табл. 4.

Таблица 4

Расчёт величины вынуждающей силы вибрационного устройства базовой машины

№	t	$F_{н.к.}$	$F_{кр.б.}$	Сумма
0	0,000	9,32	4,70	14,02
1	0,001	8,87	3,80	12,67
2	0,003	7,54	1,45	8,99
3	0,004	5,48	-1,45	4,03
4	0,005	2,88	-3,80	-0,92
5	0,006	0,00	-4,70	-4,70
6	0,008	-2,88	-3,80	-6,68
7	0,009	-5,48	-1,45	-6,93
8	0,010	-7,54	1,45	-6,09
9	0,011	-8,87	3,80	-5,06
10	0,013	-9,32	4,70	-4,62
11	0,014	-8,87	3,80	-5,06
12	0,015	-7,54	1,45	-6,09
13	0,016	-5,48	-1,45	-6,93
14	0,018	-2,88	-3,80	-6,68
15	0,019	0,00	-4,70	-4,70
16	0,020	2,88	-3,80	-0,92
17	0,021	5,48	-1,45	4,03
18	0,023	7,54	1,45	9,00
19	0,024	8,87	3,80	12,67
20	0,025	9,32	4,70	14,02
	Max	9,32	4,70	14,02
	Min	-9,32	-4,70	-6,93
	k_d			2,02

График изменения величины вынуждающей силы в пределах периода колебаний приведен на рис. 1.



Рис. 2. График изменения центробежной силы виброплиты с бигармоническими колебаниями. Y_r – ось величины вынуждающей силы, t – время

Таким образом, выполнен расчёт параметров виброплиты с бигармоническими колебаниями и коэффициентом асимметрии вынуждающей силы $k_{acc} = 2,0$.

Работа выполнена в рамках реализации плана научно-исследовательских работ коллективов кафедры «Подъёмно-транспортные и дорожные машины» и кафедры «Механическое оборудование» опорного университета БГТУ им. В.Г. Шухова.

Список литературы

1. Герасимов М.Д., Бражник Ю.В. Технология и методика перевода одночастотного вибрационного устройства в двухчастотный с асимметричными колебаниями. Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: межвуз. сб. ст. / под ред. В.С. Богданова. – Белгород, 2019. – 674 с. – Вып. XVIII. С. 85 – 89.
2. Герасимов М.Д., Горлов А.С., Чайка В.В., Чекрыгин С.А., Шевченко А.А. Анализ коэффициента динамичности асимметричных колебаний методом разложения функции в ряд Фурье. Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: межвуз. сб. ст. / под ред. В.С. Богданова. – Белгород, 2019. – 674 с. – Вып. XVIII. С. 90 – 96
3. Герасимов М.Д., Воробьёв Н.Д., Иванов В.В. Оптимизация параметров двухступенчатого вибрационного механизма с асимметричными колебаниями по коэффициенту динамичности. Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, №10. С. 149-153

УДК 1(091), 625

ВЛИЯНИЕ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ НА
НАДЁЖНОСТЬ ПРИВОДА БУРОВЫХ МАШИН ТРАНСПОРТНОГО
СТРОИТЕЛЬСТВА

Гринчар Н.Г.¹, Шошин А.С.¹

1. ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»
(МИИТ), г. Москва

На характер нагружения гидросистемы привода бурового става влияют колебания давления и динамические нагрузки, возникающие при взаимодействии исполнительного органа и породы. Этот фактор определяет долговечность деталей и узлов по усталостной прочности. В статье рассматривается один из вариантов решения данной проблемы.

Ключевые слова: бурение, колебания, усталостная прочность, гидроривод.

INFLUENCE OF PULSING LOADING ON THE RELIABILITY OF
DRILLING MACHINES OF TRANSPORT CONSTRUCTION

Grinchar N.G.¹, Shoshin A.S.¹

1. Federal State Institution of Higher Education «Russian University of
Transport» (RUT – MIIT)

The nature of the loading of the hydraulic system of the drilling rig drive is affected by pressure fluctuations and dynamic loads arising from the interaction of the effector and the rock. This factor determines the fatigue strength of elements and assemblies. The article discusses one of the options for solving this problem.

Key words: drilling, vibrations, fatigue strength, hydraulic drive.

В современном транспортном строительстве при работе на скальных грунтах широко применяются буровые станки на базе промышленных тракторов. Наибольшее распространение получили машины на базе трактора Т-170 и его модификаций типа БТС -150.

Станок буровой тракторный БТС-150 (БТС-150Б и БТС-150БМ) (рисунок 1) предназначен для бурения взрывных вертикальных и наклонных (до 30°) скважин диаметром 150 мм на глубину до 32 м в скальных породах и скважин диаметром до 200 мм на глубину до 11 м в мягких и мёрзлых грунтах.

На гусеничные тракторы (Т-170, ТМ 10) шарнирно в четырёх точках крепится сварная рама станка с направляющими для перемещения

контргрузов. Шарнирное крепление буровой рамы к станку обеспечивает её наклон, который осуществляется двумя гидроцилиндрами.

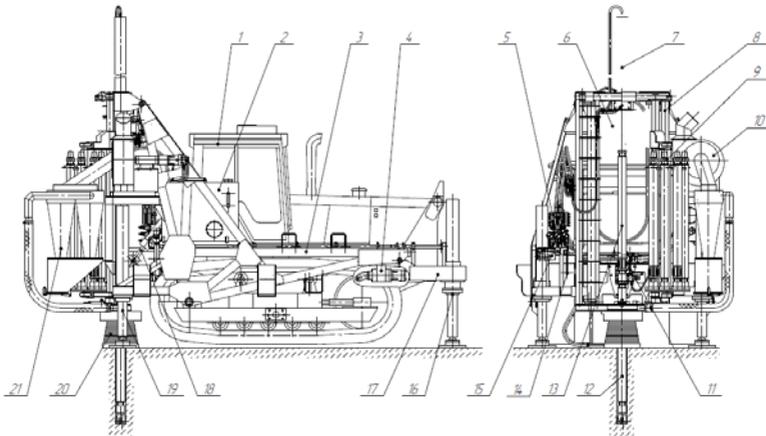


Рис.1. Буровой тракторный станок гидрофицированный БТС-150БГ в рабочем положении: 1-трактор Т10.1111-12; 2-гидравлический бак; 3-основная рама; 4-передняя насосная установка; 5-гидрооборудование; 6-вращатель; 7-гидроцилиндр подачи; 8-буровая рама; 9-механизм подачи штанг; 10-вентилятор; 11-основная насосная установка; 12-гладкая штанга; 13-противовибрационная штанга; 14-управление подачей топлива двигателя трактора; 15-пульта управления; 16-передний домкрат; 17-рама передних домкратов; 18-гидроцилиндр наклона; 19-задний домкрат; 20-пылеприемник; 21-циклон

Кроме того, рама снабжена двумя направляющими для перемещения и привода вращателя, выполненного в виде одноступенчатого цилиндрического редуктора.

БТС-150 всё больше подходит для буровых работ в отдалённой местности на сложных грунтах. Он полностью автономен. Высокая скорость вращения и хорошее усилие подачи в сочетании с манёвренностью обеспечивают высокую производительность бурения. На скальных грунтах основным инструментом является шарошечное долото (см. рисунок 2.)

При комплектации передвижным компрессором (8-12 атм.) буровой станок может работать пневмоударниками. Кассета с буровыми штангами (6 шт.) с гидроприводом ускоряет процесс монтажа бурового става при бурении. Модифицированный станок БТС-150М изготовлен на базе трактора ТМ10 с гидростатической трансмиссией.

Гидросистема станка состоит из аксиально-поршневого насоса, масляного бака, гидропанели и системы трубопроводов. Система очистки скважины от бурового шлама обеспечивается сжатым воздухом

от автономной компрессорной станции типа НВ-10. Управление станком при бурении осуществляется с пульта бурильщика, где имеется блокировка для предотвращения передвижения трактора.

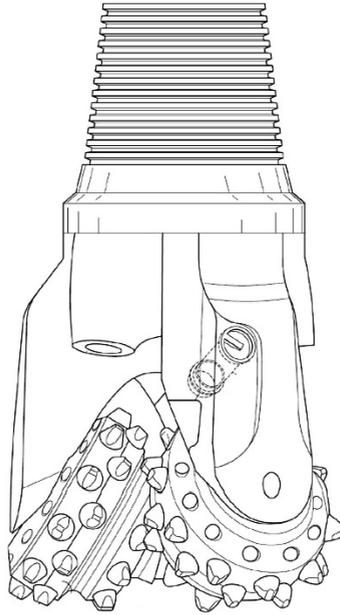


Рис. 2. Трехшарошечное долото

На эффективность работы строительных буровых машин в основном влияют четыре фактора:

- конструктивные и технологические данные породоразрушающих инструментов (шарошечных долот (рис.2));
- режимы бурения;
- конструктивные данные машины;
- физико-механические свойства разрабатываемой породы.

В транспортном строительстве наиболее распространены буровые машины с гидравлическим приводом вращения. Однако их производительность вращения шарошечного рабочего органа не всегда соответствует нормативной. Исследования, проведенные на кафедре «наземные транспортно-технологические средства» МИИТа, показывают, что

основным фактором, снижающим эксплуатационную производительность строительных буровых машин, являются простои, обусловленные довольно низкой надёжностью узлов и механизмов. Нарботка на отказ составляет около 225- 300 часов.

Режимы нагружения строительных буровых машин имеют резко выраженный динамический характер, обусловленный работой в породах со сложными физико-механическими свойствами. Основной объём бурения составляют трещиноватые породы и грунты, содержащие до 70% скальных включений. При бурении трещиноватых пород коэффициент вариации момента сопротивления составляет $\vartheta = 0,4*0,8$ (для монолитных - $\vartheta = 0,1*0,2$) среднemaxимальный момент сопротивления в 2,0-2,5 раза выше, чем на монолитных. Бурение сопровождается довольно частыми стопорениями (прихватами) рабочего органа с резким повышением динамических нагрузок.

Характерной особенностью строительных буровых машин является непрерывное изменение по глубине скважины динамических параметров (амплитудно-частотной характеристики) механизма вращения исполнительного органа, что при наличии широкого диапазона спектра нагрузки на буровом стае не позволяет практически снизить коэффициент усиления системы ниже 1,5. К тому же жёсткие компоновочные ограничения не дают возможности существенно повысить надёжность привода бурового стаа строительных буровых машин.

При изменении режимов нагружения и параметров вращательного механизма в гидросистемах могут возникать значительные колебания давления и расхода рабочей жидкости, что отрицательно влияет на надёжность и долговечность строительных буровых машин. Наиболее амплитудным является режим работы на низких оборотах (70-80 об/мин), когда в пиковые значения давления раза превышают номинальное в 1,5-2 раза.

Анализ работ и опыт эксплуатации строительных буровых машин с гидроприводом исполнительного органа показывают, что методика расчёта систем, построенная без учёта режимов нагружения, кинематики и динамики механизмов, не всегда может быть рекомендована при проектировании гидросистем вращателя буровых машин. Так, нагрузки на буровом стае, вызванные взаимодействием шарошечного долота с забоем, неоднородностью разрушаемой породы, наличием твёрдых включений и трещин, приводят к пульсации давления и расхода рабочей жидкости в гидросистеме вращателя исполнительного органа. Причём при определенном сочетании характера нагрузки и динамических параметров вращательного механизма амплитуда колебаний давления может достигать аварийных значений.

Наибольший интерес представляют работы В.Н.Прокофьева [7], посвящённые динамике электрогидропривода, а также вопросам автоколебаний и устойчивости гидропривода. В них даётся проверка устойчивости периодических решений и приводится расчёт автоколебаний методом гармонической линеаризации, позволяющим определять частоту и амплитуду колебаний системы.

Срок службы элементов гидросистемы при переменных нагрузках можно определить из следующего выражения [9]:

$$\tau = \frac{F_{\text{пр.}(-1)}^m * N_i}{\sum_{i=1}^n F_{\text{пр.}i}^m * \varepsilon_i * f * 3600'}$$

где $F_{\text{пр.}(-1)}^m$ - предел усталостной прочности элемента;

N_i – количество циклов нагружения;

m – показатель степени, характеризующий наклон ветви кривой усталости;

f – частота колебаний;

$F_{\text{пр.}i}$ – приведённые усилия в системе;

$$F_{\text{пр.}i} * \varepsilon_i = (\varphi * F_{\text{ст.}} + A_i) * \varepsilon_i,$$

где φ – коэффициент статической нагрузки;

$A_i = F_{\text{max}} - F_{\text{min}}$ – размах усилий в системе;

ε_i – частотность (плотность вероятности) распределения нагрузок.

Анализ факторов, влияющих на надёжность элементов гидросистемы, показывает, что важнейшим из них является режим нагружения детали, определяющий долговечность деталей и узлов по усталостной прочности, которая зависит от максимально возможных нагрузок в системе, в виде степенной функции с показателем, находящимся в пределах 2-10.

Опыт эксплуатации строительной буровой машины СБШ-160 с гидроприводом вращения исполнительного органа показывает, что срок службы элементов гидросистемы при пульсирующем режиме нагружения значительно ниже нормативного. Так, имели место случаи выхода из строя шестерённого насоса гидросистемы вращения через 350 часов, аксиально-поршневого гидромотора через 420 часов, гидрораспределителя через 720 часов эксплуатации, а разрывы РВД происходили практически при каждом испытании.

Эффективное гашение колебаний рабочей жидкости достигается установкой гидропневмоаккумулятора, обладающего частотой свободных колебаний, совпадающей с основной рабочей частотой в гидросистеме. Эквивалентная масса жидкости, приведённая к горловине гидроаккумулятора и учитывающая влияние присоединённой массы, которая возникает при любом неравномерном движении и представляет собой

реакцию среды на движение рабочей жидкости в горловине, выражающуюся в некотором увеличении инерционности системы, может быть определена по формуле:

$$m_1 = m_r + m_{np} = \rho * F_r * (l_r + 2 * 0,85 * r_r),$$

где m_r – масса жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора;
 m_{np} – присоединённая масса;
 F_r – площадь сечения горловины;
 l_r – длина горловины;
 $2 * 0,85 * r_r$ – фиктивное удлинение горловины за счет присоединенной массы жидкости с обеих сторон горловины [11];
 ρ – плотность рабочей жидкости.

С целью определения эквивалентной жёсткости газа в гидропневмоаккумуляторе запишем известное соотношение, определяющее переход из одного состояния в другое при постоянной массе газа:

$$P_o V_o^\lambda = P_a V_a^\lambda,$$

где P_o, V_o – соответственно давление начальной зарядки газа и объем, занимаемый газом при этом давлении;
 V_a – объем, занимаемый газом при его сжатии до давления P_a ;
 λ – показатель политропы.

Изменение объёма газа в диафрагме равно количеству жидкости, протекающей по горловине в камеру, т.е.

$$V_{жк} = V_o - V_a$$

и уравнение примет вид:

$$\left(\frac{P_a}{P_o}\right)^{\frac{1}{\lambda}} = \frac{V_o}{V_o - V_{жк}}$$

Дифференцируя по времени это уравнение, получим выражение объёмной скорости в гидроаккумуляторе:

$$\frac{dV_{жк}}{dt} = \frac{V_o}{nP_o} * \left(\frac{P_o}{P_a}\right)^{1+\frac{1}{\lambda}} * \frac{dP_a}{dt}.$$

В то же время, изменение давления в гидропневмоаккумуляторе ведёт к появлению упругой силы:

$$dT_c = dP_a * F_r.$$

С учётом объёмной скорости, после некоторых преобразований, выражение упругой силы запишется в виде:

$$dT_c = \frac{nP_o}{V_o} * \left(\frac{P_a}{P_o}\right)^{1+\frac{1}{\lambda}} * F_r^2 * dx_r,$$

где x_r – перемещение эквивалентной массы к горловине гидроаккумулятора.

В то же время:

$$dT_c = c_1 * dx_r.$$

Тогда из последних двух выражений определяется эквивалентный коэффициент жёсткости объёма газа в гидропневмоаккумуляторе, приведённый к сечению отверстия горловины:

$$C_1 = \frac{nP_o}{V_o} * \left(\frac{P_a}{P_o}\right)^{1+\frac{1}{\lambda}} * F_r^2.$$

Получаем выражение для частоты свободных колебаний гидропневмоаккумулятора:

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda * F_r * P_a^{1+\frac{1}{\lambda}}}{V_o * \rho * (l_r + 1.7 * r_r) * \rho^{\frac{1}{\lambda}}}}.$$

Частота колебаний давления (f_p) в гидросистеме определяется конструкцией породоразрушающего инструмента, упругими свойствами системы, геологическими особенностями разреза скважины и находится теоретически, либо экспериментально.

Далее, исходя из равенства частоты свободных колебаний гидропневмоаккумулятора частоте колебаний давления в гидросистеме вращателя, находим конструктивный объем гидропневмоаккумулятора:

$$V_o = \frac{r_r^2 * n * P^{1+\frac{1}{\lambda}}}{4\pi * f_p^2 * P_o^{\frac{1}{\lambda}} * \rho(l_r + 1.7 * r_r)}.$$

Показатель политропы определяется из выражения:

$$\lambda = \frac{C_p}{C_v},$$

где C_p, C_v – теплоёмкости газа при постоянном давлении и объёме, соответственно.

Оптимальное значение политропы принимается исходя из конкретных условий эксплуатации гидропневмоаккумуляторов, при этом основным фактором, определяющим величину λ , является время зарядки и разрядки, т.е. для случая гидросистем строительных буровых машин, работающих в переменном режиме, это основная рабочая частота. При рабочем режиме гидросистем строительных буровых машин импульсы сжатия или разрядки, воспринимаемые газовым объёмом гидропневмоаккумулятора, выделяют тепло, которое не успевает распространяться в соседние объёмы из-за малого промежутка их действия. Поэтому режим работы гидропневмоаккумулятора, предназначенного для стабилизации давления и расхода рабочей жидкости в гидросистемах строительных буровых машин принимается адиабатическим с показателем политропы $\lambda = 1,4$. Однако, учитывая, что полученный при расчёте конструктивный объём гидроаккумулятора округляется в большую сторону до стандартной ёмкости, выпускаемых отечественной промышленностью аккумуляторов, то с целью упрощения расчётов можно принимать показатель политропы $\lambda=1,0$.

Таким образом на основании полученного уравнения можно подбирать параметры гидропневмоаккумуляторов, обеспечивающих эффективное гашение колебаний давления рабочей жидкости в гидросистеме вращателя исполнительного органа строительных буровых машин.

Однако, установка гидроаккумулятора в гидросистему ведёт к резкому снижению жёсткости вращательного механизма. В связи с этим необходимо отметить, что при постоянном динамическом коэффициенте снижение жёсткости приводит к росту амплитуды колебаний скорости бурового става. Поэтому необходимо исследовать условия устойчивого вращения, которое должно быть обеспечено при заданном динамическом коэффициенте и минимальном моменте инерции.

Следовательно, целесообразна такая конструкция приводов буровых машин, при которой можно сгладить как пульсации в гидросистеме, так и динамические колебания, возникающие непосредственно от взаимодействия исполнительного органа и породы.

Ряд [2, 6] авторов предлагают уменьшать влияние колебаний внешней нагрузки на привод за счёт кинетической энергии движущихся частей привода и маховика. Но при этом гидромотор будет работать в значительной мере в нестабильном режиме, так как маховик не может непрерывно только отдавать энергию. Поэтому схема привода должна иметь гидронасос, промежуточное рабочее тело, аккумулирующее в себе энергию и демпфирующее перепады давления (таким устройством

является пневмогидроаккумулятор представленный на рисунке 3), затем гидромотор (желательно имеющий гиперболическую характеристику, т.е. преодолевающий переменную нагрузку с постоянной мощностью). При этом здесь же отмечается, что необходимо стремиться к относительно простой структуре машинного агрегата.

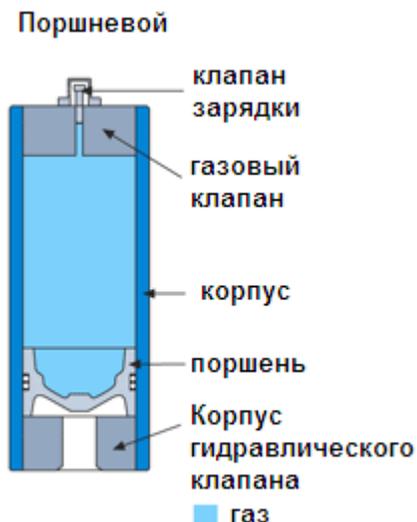


Рис.3. Поршневые пневмогидроаккумуляторы типа АПГ-Т

Из всего сказанного следует, что уменьшение размахов колебаний давления является одним из путей повышения надёжности и долговечности элементов гидросистемы вращателя и обосновывает исследование по уменьшению колебаний давления в гидросистеме.

Список литературы:

1. Башурова Е.И. БАМ: магистраль в будущее / Башурова Е.И. Благовещенск. Дальний Восток, 2014. – 320 с.
2. Волков, Д. П. Надёжность роторных траншейных экскаваторов / Д. П. Волков, С. Н. Николаев, И. А. Марченко. - М.: Машиностроение, 1972. - 208 с.
3. Журба В.А. Машины для транспортного строительства. М.: Транспорт, 1984. – 429с.
4. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. Учебник для техникумов. - М. Недра, 1989 - 396 с.
5. Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. Учебник. — М.: Недра, 1981. — 447 с

6. Медведев И.Ф. Режимы бурения и выбор буровых машин. 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Недра, 1986, 223 с.
7. Прокофьев В.Н., Колпаков Ю.Г. Влияние упругости силовой части гидравлической системы управления на особенности вынужденных гармонических колебаний. М.; Машиностроение, 1970.
8. Ржевский В.В. Процессы открытых горных работ. МГГУ, Недра, Издание третье переработанное и дополненное, 1978. - 544 стр.
9. Серенсен С.В. Прочность при нестационарных режимах нагрузки. Киев: Издательство Академии наук УССР, 1961. – 295 с.

УДК 621.867

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ СТОИМОСТНОЙ АНАЛИЗ КОМПЛЕКТАЦИЙ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Гончаров К.А.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет

Возможность применения в структурах приводов ленточных конвейеров современных средств управления работой их электродвигателей является важным критерием при формировании комплектации приводов. При этом стоимостные характеристики различных вариантов исполнения приводов значительно отличаются, что может привести к необоснованным расходам в рамках проекта с учетом специфики требований технического задания. В настоящей работе приводится сравнительный стоимостной анализ различных комплектаций приводов ленточных конвейеров.

Ключевые слова: привод, ленточный конвейер, частотный преобразователь, электродвигатель.

COMPARATIVE COST ANALYSIS OF BELT CONVEYOR DRIVE SETS

Goncharov K.A.¹

1. Bryansk State Technical University

The possibility of using modern means of controlling the operation of their electric motors in the drive structures of belt conveyors is an important criterion in the formation of a complete set of drives. At the same time, the cost characteristics of various drive options are significantly different, which can lead to unreasonable costs within the framework of the project, taking into account the specifics of the requirements of the technical task. This paper provides a comparative cost analysis of various configurations of belt conveyor drives.

Key words: drive, belt conveyor, frequency converter, casting, electric motor.

Приводы ленточных конвейеров разнообразны по конфигурации и исполнению [1], что затрудняет проведение объективного сравнения их возможностей и качества по различным критериям эффективности [2]. К примеру, капитальные затраты на приобретение комплектующих промежуточного ленточного привода [3] в сравнении с промежуточными барабанными приводами типа «ложный сброс» включают в себя стоимость тяговой ленты промежуточного привода, стоимость дополнительных роликоопор нижней ветви привода, стоимость ряда вспомогательных приборов и устройств безопасности. В связи с этим сравнительный стоимостной анализ комплектаций приводов целесообразно проводить при ограничении перечня комплектующих электродвигателями и аппаратурой управления, поскольку именно эти устройства (при одинаковых прочих структурных элементах приводов) оказывают наибольшее влияние на процессы управления работой конвейеров.

При проведении исследования рассмотрим стоимостные характеристики приводных устройств ленточных конвейеров в следующих конфигурациях:

- 1) электродвигатели с короткозамкнутым ротором без управления механическими характеристиками;
- 2) электродвигатели с фазным ротором и ступенчатым управлением механическими характеристиками;
- 3) электродвигатели с короткозамкнутым ротором в сочетании с частотными преобразователями с векторным управлением (плавное регулирование механической характеристики);
- 4) электродвигатели с короткозамкнутым ротором в сочетании с предохранительными и пуско-предохранительными гидромуфтами.

В подобных сочетаниях приводные устройства были рассмотрены в работе [4] при формировании коэффициентов надежности по их механической характеристике, и в дальнейшем использованы при построении вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри системы приводов ленточного конвейера с учетом их механических характеристик [5, 6].

Включение в указанный перечень электродвигателей с короткозамкнутым ротором в сочетании с гидромуфтами обусловлено хорошей приспособленностью гидромуфт как к реализации плавного пуска конвейеров, так и к сглаживанию отклонений скольжения электродвигателей при работе конвейеров в стационарных режимах, что показано в работе [7].

Стоит отметить, что в случае применения в структуре конвейера промежуточных ленточных приводов критерии качества передачи тягового усилия отличаются от критериев, соответствующих барабанным приводам. Указанное отличие обусловлено специфическим механизмом передачи тягового усилия, при котором зоны относительного покоя и скольжения элементов, передающих и воспринимающих его, выложены вдоль верхнего участка промежуточного привода. Стабильность передачи тягового усилия такого привода зависит от множества вторичных факторов, что показано в работах [8, 9].

При проведении сравнительного анализа используем стоимостные характеристики электродвигателей с короткозамкнутым (серия 5АН) и фазным ротором (серия 5АНК) [10] для наиболее часто встречающихся значений мощностей приводов, характерных для многоприводных ленточных конвейеров – 110 кВт, 132 кВт, 160 кВт, 200 кВт, 250 кВт, 315 кВт (рис. 1, 2).

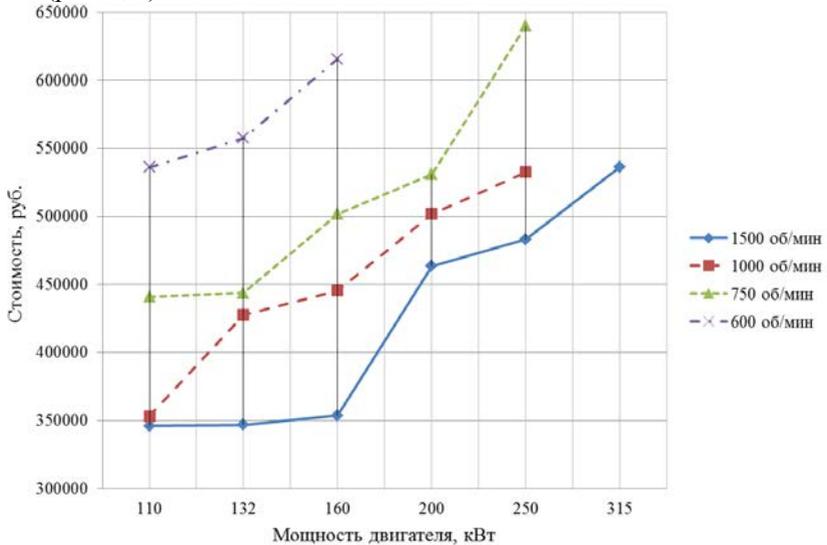


Рис. 1. Стоимость электродвигателей с фазным ротором серии 5АНК [10]

При сравнении двух диаграмм можно отметить, что стоимость электродвигателей с фазным ротором в среднем в 1,7 – 2 раза выше стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором соответствующей серии. Данное обстоятельство применительно к ленточным конвейерам носит относительный характер, т.к. использование электродвигателей с фазным ротором подразумевает

применение сравнительно дешевой системы управления на основе встраивания дополнительных сопротивлений в цепь ротора. При этом электродвигатели с короткозамкнутым ротором в чистом виде нецелесообразно применять в структурах приводов – только в совокупности с частотными преобразователями или гидромуфтами.

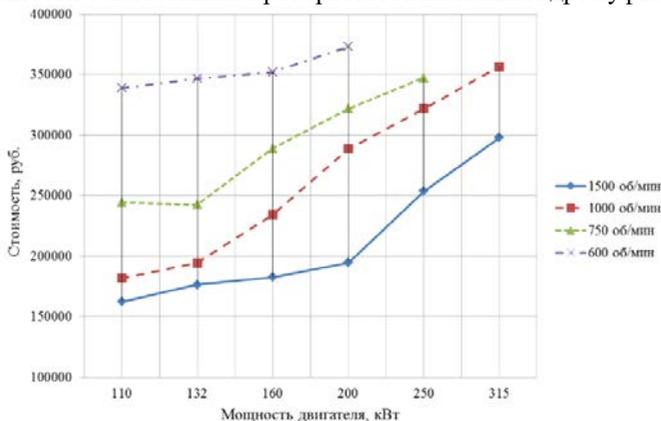


Рис. 2. Стоимость электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 5AH [10]

Данные о совокупной стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором и соответствующих им преобразователей частоты представлены на рисунке 3.

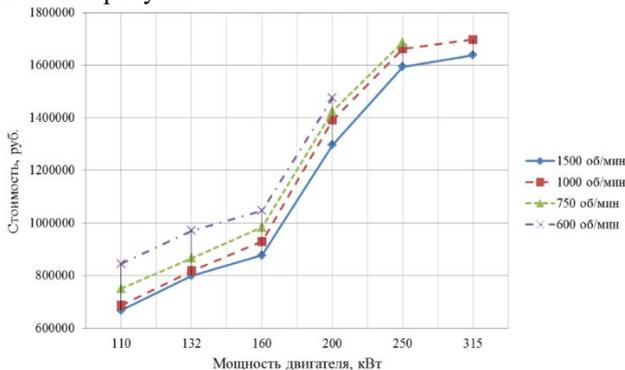


Рис. 3. Стоимость электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 5AH [10] и преобразователей частоты «Веспер» [11]

Сравнение совокупной стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором и преобразователями частоты и электродвигателей с фазным ротором также удобно показать в виде диаграммы (рис. 4).

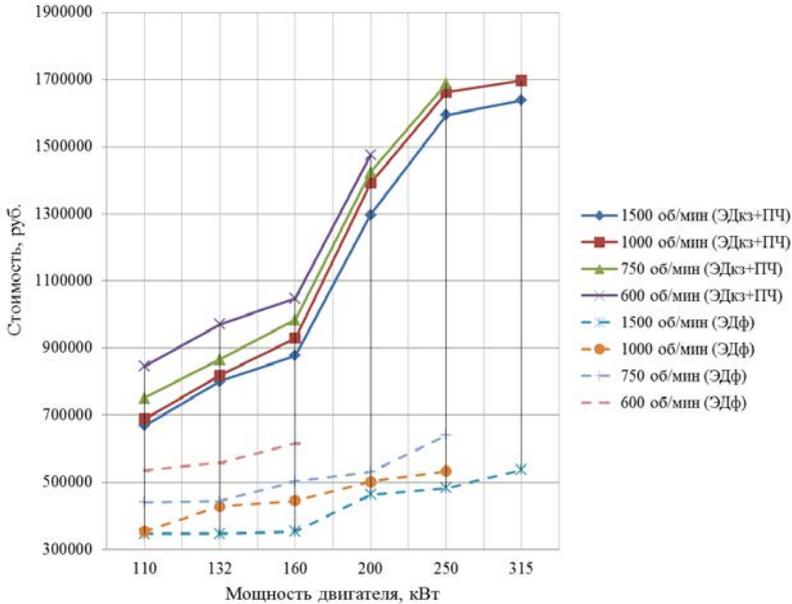


Рис. 4. Сравнение стоимости электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 5АН [10] и преобразователями частоты «Веспер» [11] и электродвигателей с фазным ротором серии 5 АНК [10]

Анализируя данные, представленные на диаграмме (рис. 4), можно заметить, что для двигателей мощностью 160 кВт и выше совокупная стоимость с преобразователями частоты начинает возрастать нелинейно. По отношению к электродвигателям с фазным ротором для мощности 110 кВт указанное отношение составляет 1,93; для мощности 132 кВт – 2,3; для мощности 160 кВт – 2,48; для мощности 200 кВт – 2,8; для мощности 250 кВт – 3,3; для мощности 315 кВт – 3,05.

В абсолютных значениях указанные отношения измеряются сотнями тысяч рублей. К примеру, для конвейера с одним приводом мощностью 250 кВт стоимость электродвигателя с короткозамкнутым ротором (1500 об/мин) и преобразователем частоты составит 1 594 160 рублей. При этом соответствующий электродвигатель с фазным ротором характеризуется стоимостью 483 186 рублей. Разница составляет 1 110 974 рубля. Экстраполируя данную разницу на случаи применения в структуре конвейера нескольких приводов, можно увидеть значительное увеличение стоимости приводов, кратное их количеству.

Приведенные в настоящей работе данные позволяют однозначно утверждать о необходимости уточнения в каждом техническом задании на проектирование ленточных конвейеров типа применяемой системы управления приводами, т.к. тенденция к повсеместному применению преобразователей частоты в определенных случаях может приводить к необоснованным затратам. Данное утверждение особенно актуально при проектировании конвейеров, для которых необходимость управления скоростями движения ленты не важна. В таких случаях на первый план выходит качество проектирования конвейера с выверенной расстановкой приводов и анализом реальных механических характеристик их электродвигателей.

Список литературы

1. Гончаров К.А., Дунаев В.П. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №2. С.144–151.
2. Гончаров К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600 // Вестник Брянского государственного технического университета. 2011. №4 (32). С.33–38.
3. Реутов А.А., Гончаров К.А. Анализ совместной работы концевой и промежуточного приводов ленточного конвейера // Вестник Брянского государственного технического университета. 2010. №2 (26). С.42–45.
4. Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров // Приводы и компоненты машин. 2016. № 4-5. С. 13–15.
5. Гончаров, К.А. Совершенствование тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров с учетом механических характеристик приводов // Подъемно-транспортное дело. 2011. № 4. С. 2–5.
6. Гончаров, К.А. Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №4. С.380–389.
7. Goncharov K.A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure / Proc. of 2015 Int. Conf. on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2015): December 1-4, 2015 Tomsk Polytechnic University, IEEE Catalog Number: CFP1561Y-ART, 02- 15-NSAP.
8. Goncharov, K.A. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts / K.A. Goncharov, A.V. Grishin // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 022008.
9. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. №1. С.52–59.

10. Официальный сайт ОАО «Валдайский механический завод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.двигатель.рф>. Дата обращения: 09.09.2020.

11. Официальный сайт компании «Веспер» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.vesper.ru>. Дата обращения: 09.09.2020.

УДК 666.973.4

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИИ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Гончарова Н.И.¹, Аобакирова З.А.¹, Мухамедзянов А.Р.¹

1. Ферганский политехнический институт, г. Фергана, Узбекистан

Энергосбережение и энергоэффективность – два взаимосвязанных понятия. Энергосбережение здания – снижение потребляемой зданием энергии, уменьшение тепловых потерь. Энергоэффективность здания состоит в повышении теплозащитных свойств ограждающих конструкций. Для ограждающих конструкций необходимо применение легкого бетона, который.

Ключевые слова: стратегия устойчивого развития, «зеленое» строительство, легкий бетон, дефицит керамзитового песка, поризация вяжущего, поризованная бетонная смесь, комплексный газообразователь, зола ТЭС, полимерная добавка, поризованный керамзитозолотбетон, водопоглощение бетона, пористость, теплозащитные свойства ограждающих конструкций.

ENERGY SAVING IN ENCLOSURE TECHNOLOGY

Goncharova N.I.¹, Aobakirova Z.A.¹, Mukhamedzyanov A.R.¹

1. Fergana Polytechnic Institute, Fergana, Uzbekistan

Energy saving and energy efficiency are two interrelated concepts. Energy saving of the building - reduction of energy consumed by the building, reduction of heat losses. The energy efficiency of a building consists in improving the heat-shielding properties of the building envelope. For enclosing structures, it is necessary to use lightweight concrete, which.

Key words: sustainable development strategy, green building, lightweight concrete, deficit of expanded clay sand, porous binder, porous concrete mixture, complex gas former, TPP ash, polymer additive, porous expanded clay, concrete water absorption, porosity, heat-shielding properties of enclosing structures

Как известно, понятие энергоэффективности тесно связано с вопросами энергосбережения. Стратегия устойчивого развития, новые

технологии способствовали организации «зеленого» строительства, энергоэффективности зданий. «Зеленое» строительство в республике как практика строительства и эксплуатации зданий, целью которой является снижение уровня потребления энергетических и материальных ресурсов на протяжении всего жизненного цикла здания: от выбора участка к проектированию, строительству, эксплуатации, ремонту и утилизации набирает обороты.

Чем меньше здание теряет тепла, тем меньшее количество энергии требуется подвести для восполнения тепловых потерь. Наиболее простым и рациональным способом экономии энергии на отопление является способ повышения теплозащитных свойств ограждающих конструкций.

В сейсмоактивных районах Узбекистана при производстве наружных ограждающих конструкций зданий, как известно, необходимо применение лёгкого бетона, который должен обладать слитной структурой, обеспечивающей при высоких теплозащитных показателях достаточную защиту от атмосферной влаги, а арматуру от коррозии. Потери тепла через легкобетонные стены по данным [1] составляют до 30%. Проблема повышения теплотехнических свойств легких бетонов наружных стен при этом сочетается с проблемой создания облегченных бетонов.

Легкие бетоны на пористых заполнителях имеют принципиальные отличия от обычного тяжелого бетона, которые обусловлены характеристиками пористых заполнителей. Последние имеют меньшую плотность, чем плотные, гораздо меньшую прочность, имеют высокоразвитую и шероховатую поверхность. Уменьшение средней плотности бетона достигается путем тщательного выбора зерновой granulометрии заполнителя, а также минимального расхода связующего вещества для бетона с заданной прочностью, то есть максимального заполнения объема бетона пористым заполнителем.

По данным [2] основным видом заполнителя в легких бетонах в республике на ближайшее будущее будет оставаться керамзитовый гравий, насыпная плотность которого значительно превышает нормативные требования и не позволяет получить конструкционно-теплоизоляционный бетон требуемой средней плотности. Причина кроется в низком качестве большинства глин, несоблюдения технологических регламентов и других факторов.

Так насыпная плотность керамзитового гравия на предприятиях республики составляет 600...700 кг/м³, что позволяет получить по обычной технологии керамзитобетон со средней плотностью 1200 кг/м³ и более класса В5 вместо 1100 кг/м³ по нормативным требованиям.

Кроме того, существенное влияние на свойства легких бетона – среднюю плотность, теплопроводность, а также на расход цемента оказывает зерновой состав заполнителей [2]. При этом для конструктивно-теплоизоляционных бетонов рекомендована предельная крупность гравия и щебня – 20 мм; минимальный размер зерна – 5 мм. Смесь фракций – 5-10 мм признана оптимальной. Однако, вопрос о наиболее оптимальном соотношении в этой смеси фракций 5-10 мм и 10-20 мм остается проблематичным.

Получить облегченный бетон с выпускаемым в республике дефицитным керамзитом можно эффективным путем - созданием оптимально поризованной структуры межзернового пространства, иначе говоря, поризацией вяжущего.

При этом поризованный керамзитобетон позволяет восполнить отсутствие дефицитного керамзитового песка, снизить плотность и теплопроводность бетона, уменьшить водопотребность и отпускную влажность изделий, улучшить связность и удобоукладываемость смеси и добиться ряда других преимуществ []. Поризованный керамзитобетон при равнозначных с обычным керамзитобетоном расходом цемента имеет практически равную прочность.

Поризованная бетонная смесь в меньшей степени оказывается подверженной водоотделению, так как воздушные пузырьки как бы закупоривают каналы, по которым циркулирует вода. При этом межзерновое пространство керамзита заполняется поризованным цементным тестом, состоящим из мелких замкнутых пор [3].

Разработаны различные виды легкого бетона для наружных стен (керамзитобетон; керамзитобетон, модифицированный химической добавкой; керамзитозобетон; поризованный керамзитозобетон).

Эффективный поризованный керамзитобетон позволяет не только восполнить отсутствие дефицитного керамзитового песка, но также снизить плотность и теплопроводность бетона, уменьшить водопотребность и отпускную влажность изделий, улучшить связность и удобоукладываемость смеси и добиться ряда других преимуществ.

При создании оптимально поризованной структуры межзернового пространства исходили из условия распределения макропористости и микропористости в соотношении 5:3 при содержании пор среднего радиуса до 20% от общей пористости.

Достижение этого требования стало возможным благодаря использованию комплексного газообразователя, составленного на основе алюминиевой пудры ПАК-3 (ПАК-4) и химической добавки К-9 (водорастворимая полифункциональная акрилатного действия добавка – отход производства нитронного волокна и акрилнитрила).

Добавка К-9 подобно всем добавкам – смачивателям ионогенной природы, обволакивает частицы алюминиевой пудры, равномерно распределяя их в объеме вяжущего, подготавливает их к совместному спонтанному реагированию.

Полученный своеобразный комплексный газообразователь обеспечивает снижение средней плотности при сохранении требуемой прочности при наименьшем расходе алюминиевой пудры.

Замена в керамзитобетоне части керамзитового песка золой (50% объема и полная 100 % замена), имеющей аморфную структуру и насыпную плотность меньшую, чем насыпная плотность керамзитового песка приводит к снижению теплопроводности.

Совместное использование золы и полифункциональной полимерной добавки снижает теплопроводность бетона на 7,5 %.

Вместе с тем установлено, что присутствие золы в составе керамзитобетона приводит к изменению влажностных характеристик бетона. Так, коэффициент влажопроводности увеличивается приблизительно на 70%, что показывает на более интенсивное проникновение влаги вглубь бетона [4]. Это оказывает неблагоприятное влияние на влажностный и теплотехнический режимы наружных стен.

Устранение вышеуказанных негативных явлений обеспечивается полифункциональным - гидрофобно-пластифицирующим действием добавки К-9, которая модифицирует пористость бетона, гидрофобизирует его поры и капилляры.

В результате введения полимерной добавки акрилатного действия, сорбционная влажность керамзитобетона, керамзитозолобетона и поризованного керамзитозолобетона уменьшается на 8-10%, коэффициент влажопроводности керамзитобетона уменьшается на 45%, керамзитозолобетона – на 30%, поризованного керамзитозолобетона - на 29-30 %.

Исследование физико-механических характеристик разработанного поризованного керамзитозолобетона оптимальной структуры показало увеличение на 12% начального модуля упругости. Бетон класса В 7,5 оптимальной структуры выдержал более 200 циклов попеременного замораживания-оттаивания.

Водопоглощение бетона, зависящее от пористости поризованного керамзитозолобетона, оказывает большое влияние на теплозащитные свойства ограждающей конструкции и её долговечность. При проведении экспериментов отмечено, что наиболее интенсивно процесс водопоглощения отмечен для первых семи суток, в последующие дни водопоглощение замедляется. Данные результатов испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1

Водопоглощение поризованного керамзитозолобетона

№* со- става	Класс бе- тона	Предел прочно- сти при сжатии, МПа	Средняя плотность бетона, кг/м ³	Водопог- лощение по массе, %	Водопог- лощение по объ- ёму, %
1	B5	8,1	1040	15,34	16,2
2	B7,5	10,8	1080	16,7	17,7
3	B7,5	9,8	1060	17,8	18,5
4	B7,5	10,2	1090	18,4	19,4

* 1, 2 – бетоны оптимального состава, 3, 4 – бетоны неоптимального состава.

Теплопроводность поризованного керамзитозолобетона определяется его плотностью, качественным и количественным составом заполнителей и вяжущего, степенью поризации вяжущего. Экспериментально с помощью прибора Бокка методом стационарного теплового режима определена теплопроводность в зависимости от влажности. Совместное использование золы, полифункциональной добавки К-9 и комплексной газообразующей добавки снижает коэффициент теплопроводности поризованного бетона на 8,1% [4].

Теплопроводность бетона (класс B5, B7,5) при средней плотности 900-1100 кг/м³ находится в пределах 0,2-0,35 Вт/м °С.

Выводы: Энергосбережение в зданиях с позиций «зеленого» строительства таким образом возможно обеспечить применением для ограждающих конструкций зданий технологии разработки энергоэффективного поризованного керамзитозолобетона с достаточными теплотехническими характеристиками.

Список литературы

1. Береговой А.М. Теплоаккумулирующие свойства материалов и конструкций ограждений в процессах формирования теплового режима помещений. Изв.вузов. Строительство – 2002 №7 – с.4-6.
2. Махкамова М.З. Разработка составов и исследование физико-механических свойств беспесчанного керамзитобетона для изготовления наружных стеновых панелей в условиях среднеазиатского региона. Технический отчет, М., 1986 г.
3. Комиссаренко Б.С., Чикнорьян А.Г..Эффективные однослойные наружные стеновые панели из беспесчаного керамзитопенобетона на новом синтетическом пенообразователе / Журнал «Строительные материалы». 2000, № 6
4. Рыбьев И.А., Гончарова Н.И. Поризованный керамзитозолобетон как разновидность искусственных строительных конгломератов. // Эффективные материалы для жилищного строительства, Сборник статей НИЦСМ, М.1990, 35 cand Technology Vol. 6, Issue 5, Copyright to IJARSET www.ijarset.com India, 2019 (05.00.00; No. 8).

5. Гончарова Н.И., Абобакирова З.А. “Изучение технологических факторов магнитной активации цементного теста”.Международный научный журнал “Молодой учёный”№23 (261), Москва, 2019. 105–106стр.
6. Абобакирова З.А. Евразийский Союз Ученых (ЕСУ)№11(56), 9-часть (РФ). Москва, 2018. С. 4-7.

УДК 629.017:625.76.08

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ
ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ ДОРОЖНЫХ МАШИН
НА БАЗЕ АВТОМОБИЛЕЙ

Грибанов И.С.¹, Данилов Р.Г.¹

*1. Государственный научный центр Российской Федерации
Центральный ордена Трудового Красного Знамени Научно-исследова-
тельский автомобильный и автотормозный институт (ФГУП
«НАМИ»), г. Москва*

Увеличение количества автомобилей в автомобильных потоках требует максимальных характеристик управляемости для повышения как активной, так и пассивной безопасности. Один из способов повышения безопасности – это улучшение управляемости. Важнейшей системой, отвечающей за активную безопасность, является тормозная система. В работе приводятся исследование математической модели дорожной машины на базе автомобиля для изучения эффективности дифференциального регулирования продольных реакция для улучшения свойств управляемости и устойчивости машины в различных условиях движения.

Ключевые слова: тормозная система автомобиля, продольные реакции на колесах, управляемость, устойчивость автомобиля, математическая модель.

STUDY OF REGULATION OF LONGITUDINAL REACTIONS TO IMPROVE THE HANDLING OF ROAD MACHINES BASED ON CARS

Gribanov I. S.¹, Danilov R. G.¹

*1. State Research Center of the Russian Federation
Central scientific research automobile and automotive engine institute
"NAMI", Moscow*

Increasing the number of vehicles in traffic flows requires maximum handling characteristics to improve both active and passive safety. One way to improve security is to improve manageability. The most important system responsible for active security is the top-level system. The paper presents a study of a mathematical model of a road vehicle based on a car to study the

effectiveness of differential adjustment of longitudinal forces to improve the properties of handling and stability of the car in various traffic conditions.

Keywords: car braking system, longitudinal reactions on wheels, handling, stability of the car, mathematical model.

Дифференциальное регулирование продольных реакций рассмотрено в работах отечественных и иностранных ученых [1–7]. Для работы такой системы разработаны разные способы управления перераспределением реакций на колесах. Дифференциальное регулирование продольных реакций позволяет изменять реакции на отдельно взятом колесе, на нескольких или всех сразу, основываясь на конструктиве и законе управления. При наличии такой системы автомобиль может сохранять траекторию движения более устойчиво, воздействуя на различные колеса не допуская срыва. Выполнение экстренных маневров на разных типах дорожных покрытий должно стремиться к максимально устойчивому движению. Для оценки влияния работы такой системы создана одномассовая модель движения автомобиля с наличием закона управления распределением тормозных реакций. Закон рулевого управления представлен в работе [8], схема сил и моментов, действующих на машину, показана на рисунке 1.

Исследования проводились на одномассовой математической модели машины, реализованной в среде MatLAB/Simulink. Для определения влияния дифференциальной системы перераспределения продольных сил на характеристики управляемости и устойчивости был проведен эксперимент «рывок руля» при следующих условиях: дорога идеально ровная, начальная скорость $v_0 = 12$ м/с (43 км/ч). Графики скорости рыскания машины с тормозным регулированием и без регулирования приведены на рисунке 2.

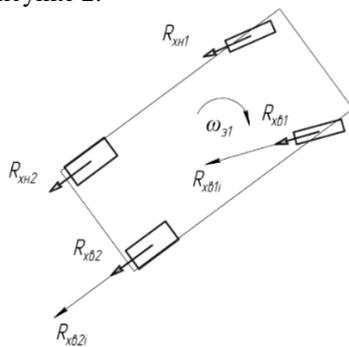


Рис. 1. Расчетная схема закона дифференциального регулирования:
 R_{xv1} , R_{xv2} , R_{x01} , R_{x02} – продольная реакция внутренних и наружных колес передней и задней оси; ω_{z1} – скорость рыскания машины на эластичных колесах

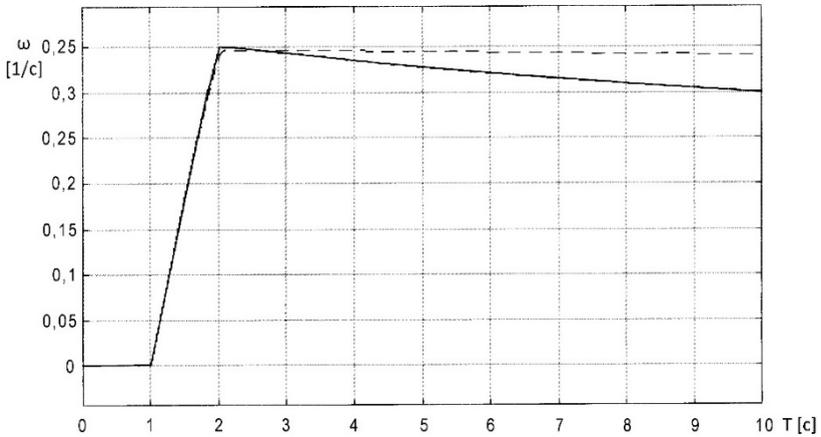


Рис. 2. График скорости рыскания машины ω с тормозным регулированием (сплошная линия) и без регулирования (пунктирная линия) в зависимости от времени T ($v_0 = 12$ м/с)

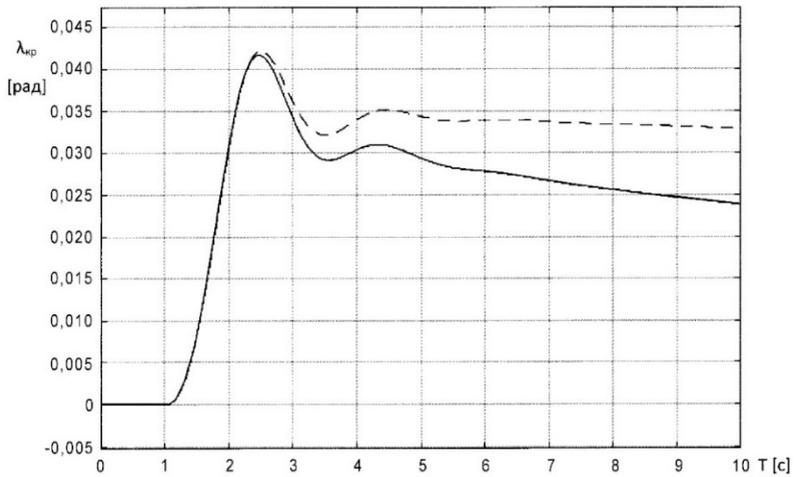


Рис. 3. Характеристика крена машины $\lambda_{кр}$ с тормозным регулированием (сплошная линия) и машины без регулирования (пунктирная линия) ($v_0 = 12$ м/с)

Крен при повороте показан на рисунке 3. Анализируя данный график можно увидеть, что машина с тормозным регулированием имеет меньший угол крена кузова за счет уменьшения скорости в результате торможения.

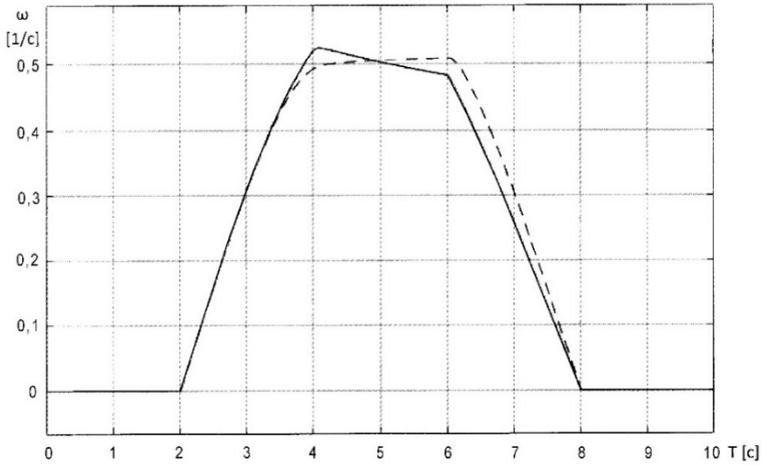


Рис. 4. График скорости рысканья машины с тормозным регулированием (сплошная линия) и без регулирования (пунктирная линия) подвеской («поворот» $v_0 = 10$ м/с)

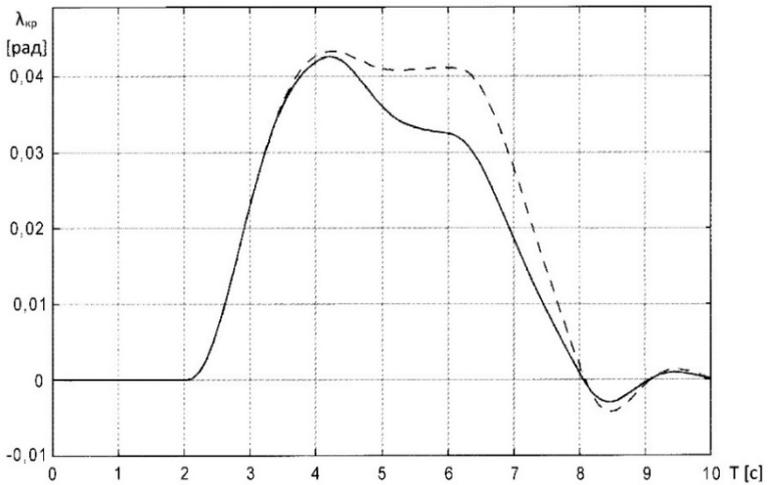


Рис. 5. Характеристика крена автомобиля с активной подвеской (сплошная линия) и автомобиля с пассивной подвеской (пунктирная линия) ($v_0 = 14$ м/с)

Дифференциальное регулирование продольных реакций машины

были также исследованы в эксперименте «поворот» на идеально ровной дороге при начальной скорости $v_0 = 10$ м/с (36 км/ч). Результаты исследований демонстрирует график на рисунке 4. Крен при повороте машины показан на рисунке 5, на котором показано, что машина с тормозным регулированием имеет меньший угол крена кузова за счет падения скорости в результате торможения.

Анализ испытаний показал увеличение скорости рыскания в результате работы системы на максимальных испытываемых скоростях при прохождении маневра «рывок руля» на 36 %, для маневра «поворот» на 37 %. Боковое ускорение на максимальных испытываемых скоростях увеличилось для маневра «рывок руля» на 28 %, для маневра «поворот» на 18 %.

Дифференциальное регулирование продольных реакций машины улучшает ее управляемость и устойчивость, повышает скорость выполнения рабочих и транспортных операций и способствует снижению возникновения аварийных ситуаций на дорогах.

Список литературы

1. Ахмедов А.А. Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации: автореф. дис. ... канд. техн. наук. –М.: МАМИ, 2004.
2. Бахмутов С.В., Рыков Е.О., Шемякин Ю.В. Силовой метод оценки управляемости и устойчивости автомобиля // Автомобильная промышленность. 1991. № 3. –С. 16-19.
3. De Novellis L., Sorniotti A., Gruber P., Shead L., Ivanov V., Hoesping K. Torque Vectoring for Electric Vehicles with Individually Controlled Motors: State-of-the-Art and Future Developments // World Electric Vehicle Journal Vol. 5 - ISSN 2032-6653 – 2012. pp. 0617-0628.
4. Jalali K., Uchida T., Lambert S., McPhee J. Development of an Advanced Torque Vectoring Control System for an Electric Vehicle with In-Wheel Motors using Soft Computing Techniques // SAE Int. J. Alt. Power. / Volume 2, Issue 2(July 2013). pp. 261-278.
5. Kakalis L., Cheli F., Sabbioni E. The development of a brake based torque vectoring system for a sport vehicle performance improvement // ICINCO 2009 – 6th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics. pp. 298-304.
6. Lacroix B., Liu Z., Seers P. A Comparison of Two Control Methods for Vehicle Stability Control by Direct Yaw Moment // Applied Mechanics and Materials ISSN: 1662-7482, Vol. 120. pp. 203-217. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.120.203.
7. Vignati. M., Sabbioni E., Cheli F. A Torque Vectoring Control for Enhancing Vehicle Performance in Drifting // Electronics 2018, 7, 394.
8. Данилов Р.Г., Литвак П.И. Исследование регулирования параметров активной подвески для повышения управляемости и устойчивости скоростных дорожных машин // Строительные и дорожные машины. 2019. № 7. –С. 40-44.

УДК 621.867

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО РЕСУРСА СЛУЖБЫ
ЛЕНТЫ ОТВАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Гришин А.В.¹, Сильванович В.К.¹

*1. ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»*

В данной статье рассмотрены методики расчетов ленточных конвейеров, позволяющих максимально точно определить натяжение ленты в характерных точках. Определены натяжения ленточного конвейера мощного завода CDE M2500. Произведено моделирование относительного ресурса службы ленты при различных натяжениях.

Ключевые слова: отвальный ленточный конвейер, относительный ресурс ленты.

STUDY OF THE RELATIVE SERVICE LIFE OF A DUMP CONVEYOR
BELT

Grishin A. V.¹, Silvanovich V. K.¹

1. Bryansk state technical University

This article discusses methods for calculating belt conveyors that allow you to determine the belt tension at characteristic points as accurately as possible. The tension of the belt conveyor of the CDE M2500 washing plant is determined. Modeling of the relative service life of the tape at different tensions is performed.

Keywords: dump belt conveyor, relative belt life.

В настоящее время широкое распространение при строительстве дорог, сортировке и обогащении горных материалов получили мобильные строительно-дорожные машины. Одной из причин которого является возможность быстрой переброски комплекса с одного объекта, на другой. Сфера работы данных машин крайне широка, но объединяющей чертой является наличие в системе короткого (длинной до 20 м) отвального ленточного конвейера.

Важным вопросом при проектировании мобильных строительно-дорожных машин является выбор типа привода [1, 2]. В основном выбор ведется из двух типов приводов: гидравлический и электрический (применение мотор-барабанов). При расчетах гидравлического привода удобно пользоваться математической моделью, представленной в статье [3].

Для расчетов конвейеров существует огромное количество методик, позволяющий провести как приближенный [4], так и уточненный расчет машины [5].

Уточненный расчет конвейера включает в себя множество процедур, одной наиболее важных из которых является тяговый расчет, позволяющий определить натяжение ленты в характерных точках. В работе [6], приведена методика уточненного тягового расчета ленточных конвейеров, учитывающая множество факторов, оказывающих влияние на изменение натяжения ленты по трассе. Полученные натяжения лент позволяют уточнить выбор ленты, по условию прочности.

В работе [4] рекомендуется выбирать ленту не по условию прочности, а по условию сохранения формы на роликоопорах, из чего следует, что ленту в данных случаях значительно перетягивают, при этом известно то, что увеличение натяжения также сказывается на тяговой способности привода [7, 8]. Для подтверждения данных выкладок была разработана конструкция экспериментального стенда [9], позволяющая моделировать работу конвейера в различных режимах. Еще одним параметром, влияющим на тяговое усилие, является отклонение механических характеристик электродвигателей [10].

В данной работе приведены результаты теоретического исследования влияния натяжения ленты на ресурс ее службы. Определение ресурса будет решать в сравнительной поставке задачи.

Для определения расчетного ресурса службы конвейерной ленты воспользуемся зависимостью:

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{[kS_{\max 0} - S_{\max i}(\frac{1+\rho_i}{2})]^m (S_{\max 0})^m (\frac{1+\rho_0}{2})^m}{[kS_{\max 0} - S_{\max 0}(\frac{1+\rho_0}{2})]^m (S_{\max i})^m (\frac{1+\rho_i}{2})^m}$$

где, n_i – i -ое число циклов работы ленты, S_i – i -ое максимальное натяжение ленты, ρ_i – коэффициент асимметрии i -го цикла, m – показатель кривой усталости (принимается в пределах 2...5, k – коэффициент пропорциональности (принимается в пределах 2... пз, где пз – коэффициент запаса прочности ленты).

Исследование относительного ресурса службы конвейерной ленты при изменении натяжения ленты проводилось для самого наихудшего угла наклона конвейера - 20°. Увеличение натяжения ленты проводилось до +4000 Н к минимальному натяжению ленты, при данном угле. Данные для определения коэффициента асимметрии цикла, а также относительно ресурса ленты представлены в таблице 1.

Таблица 1

Данные для расчета относительного ресурса ленты

Прирост натяжения	0	+1000Н	+2000Н	+4000Н
Максимальное натяжение, S_{max} , Н	2887,705	3887,705	4887,705	6887,705
Минимальное натяжение, S_{max} , Н	5485,308	6499,908	7514,635	9544,458
Коэффициент асимметрии цикла	0,526444	0,598117	0,650425	0,721644

Коэффициент асимметрии цикла представлен на графике (рис. 1).

Расчет относительного ресурса ленты также будем производить в зависимости от двух параметров: коэффициента k и показателя кривой Веллера m . В таблице 2 представлены результаты исследования для первого параметра, при $m=3$.

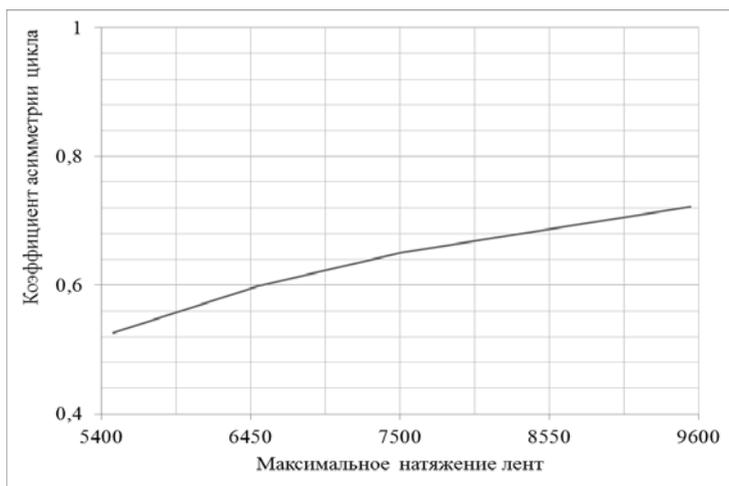


Рис. 1. Значение коэффициента асимметрии цикла в зависимости от увеличения натяжения ленты

Таблица 2

Результаты расчета относительного ресурса ленты

Значение коэффициента к	π_i/π_0			
	0	+1000Н	+2000Н	+4000Н
2	19,46167	8,262178	3,873253	1
3	12,9752	5,98951	3,08457	1
4	11,03676	5,281368	2,827295	1
5	10,11537	4,938336	2,700128	1
6	9,578617	4,736293	2,624359	1
7	9,227656	4,603229	2,574082	1
8	8,980393	4,509002	2,538291	1

Результаты, приведенные в таблице 2, представим в виде графиков рис. 2.

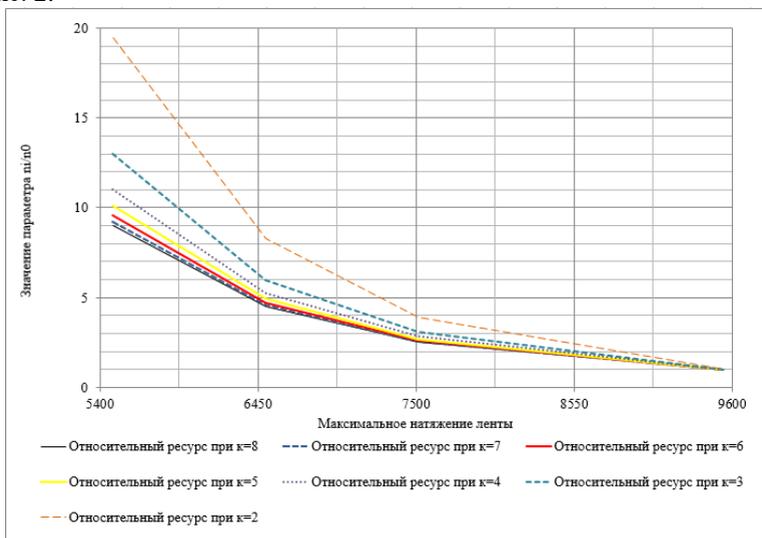


Рис. 2 График изменения относительного ресурса в зависимости от увеличения натяжения и к-та к

Из графика (рис.2) видно, что при увеличении натяжения ленты на 4000 Н и при к-те запаса $k=2$ относительный ресурс падает в 19,45 раза. При этом увеличение коэффициента запаса приводит к сокращению максимальной разницы срока службы ленты, так при минимальном расчетном натяжении при $k=2$ относительный ресурс ленты составляет 19,45, а при $k=8$ – 8,98.

В таблице 3 представлены результаты исследования влияния изменения показателя кривой Веллера при постоянном к-те запаса на относительный ресурс ленты конвейера в зависимости от роста ее натяжения.

Таблица 3

Результаты расчета относительного ресурса ленты

Показатель кривой Веллера, m	n_i/n_0			
	0	+1000Н	+2000Н	+4000Н
2	4,320463	2,729315	1,860777	1
3	8,980393	4,509001564	2,538290718	1
4	18,66639644	7,449157919	3,462489636	1
5	38,79945332	12,30648358	4,723192027	1

Результаты исследования (таблица 3) представим в виде графиков рис. 3.

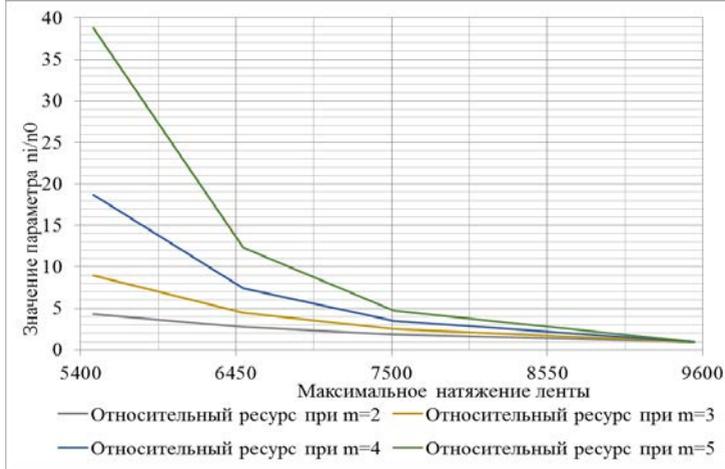


Рис. 3. Результаты расчета относительного ресурса ленты в зависимости от увеличения натяжения ленты и показателя кривой Веллера

Из графика (рис. 3) видно, что при использовании минимального натяжения по отсутствию провисания ленты на роlikоопорах, срок

службы ленты от 4,3 до 38,7 раз выше, чем при использовании увеличенного натяжения на 4000Н. При этом увеличение показателя кривой Веллера увеличивает показатели относительного ресурса ленты.

В ходе проведенных исследований получено, увеличение натяжения ленты приводит к значительному сокращению срока ее службы, причем увеличение значения коэффициента k , позволяет минимизировать значение относительного ресурса службы. Увеличение показателя кривой Веллера, наоборот значительно снижает исследуемый параметр. На основании данных теоретического исследования можно сделать следующие выводы:

- при практических расчетах значение коэффициента k следует принимать равным коэффициенту запаса прочности ленты;
- материал ленты нужно выбирать таким образом, чтобы добиться минимизации показателя кривой Веллера.

Список литературы

1. Гончаров К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий // Научно-технический вестник БГУ. - 2016. - № 2. - С. 66–70.
2. Гончаров К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600 // Вестник Брянского государственного технического университета. -2011. -№ 4 (32). -С. 33-38.
3. Goncharov K. A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure. *Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2015): December 1-4, 2015 Tomsk Polytechnic University*, IEEE Catalog Number: CFP1561Y-ART, 02-15-NSAP.
4. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий: учеб. пособие / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко [и др.]. – М.: Изд-во МГГУ, 2005. – 543 с.
5. Гончаров К.А. Совершенствование тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров с учетом механических характеристик приводов // Подъемно-транспортное дело. - 2011. - № 4. - С. 2-5.8
6. Гончаров К.А., Дунаев В.П. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. -2018.-№ 2. -С. 144-151.
7. Гончаров К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров // Приводы и компоненты машин. - 2016. - № 4-5 (21). - С. 13-16.
8. Goncharov, K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 022008.

9. Гончаров К.А., Гришин А.В. Влияние натяжения грузонесущей ленты на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники: материалы всерос. науч.-практ. конф. (г. Брянск, 2-3 окт. 2017 г.). – Брянск: БГТУ, 2017. – С. 26-32.
10. Гончаров К. А., Гришин А.В. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы // Научно-технический Вестник Брянского государственного университета. - 2017. - №1-С 52-59

УДК 621.002.2

ИСТОРИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА АВТОМАГИСТРАЛЕЙ И СКОРОСТНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РОСТ ГОСУДАРСТВА

Габделхаев Р.Р.¹ Габдуллин Т.Р.¹

1. ФГБОУ ВО Казанский государственный архитектурно-строительный университет

На сегодняшний день общая протяженность автомобильных дорог в Российской Федерации составляет более 1400000 километров. От этих 1,4 миллиона километров только около 0,5 % автомобильных дорог составляют автомагистрали и скоростные автомобильные дороги [1]. В статье рассматривается история появления автомагистралей и скоростных автомобильных дорог, излагаются для чего они нужны, и какое влияние имеют на экономику и на жизнь людей нашей страны.

Ключевые слова: история, автомагистрали, скоростные автомобильные дороги, строительство, протяженность, опыт, экономика.

THE HISTORY OF THE CONSTRUCTION OF HIGHWAYS AND EXPRESS ROADS AND THEIR IMPACT ON THE ECONOMIC GROWTH OF THE STATE

Gabdelkhaev R.R.¹, Gabdullin T.R.¹

1. Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia

Today, the total length of highways in the Russian Federation is more than 1,400,000 kilometers. Of these 1.4 million kilometers, only about 0.5% of highways are motorways and expressways [1.]. The article examines the history of the appearance of highways and high-speed highways, outlines what they are for, and what impact they have on the economy and on the life of the people of our country.

Keywords: history, highways, high-speed highways, construction, length, experience, economy.

Отличительными особенностями автомагистралей (категория 1А) и скоростных автомобильных дорог (категория 1Б) от обычных являются:

- наличие две и более полосы движения в одном направлении;
- наличие центральной разделительной полосы шириной не менее 5 метров;
- высокая расчетная скорость движения, которая составляет 120...150 км/ч;
- пересечение с автомобильными и железными дорогами осуществляется в разных уровнях;
- для скоростных автодорог – примыкание дорог не чаще 5 метров, а для автомагистралей – не допускается;
- несущая способность транспорта на ось, составляющая не менее 11,5 т [2].

История скоростных автомобильных дорог

История скоростных автомобильных дорог, как и обычных, началась ещё в конце XIX – в начале XX века. Тогда автомобили считались только роскошью для богатых людей. Поэтому в строительстве автомобильных дорог были заинтересованы только представители богатых слоев. Но когда начали строить первые скоростные автомобильные дороги, и скорость автомобилей начала превышать скорость поездов, то на строительство автомобильных дорог начали обращать и представители властей.

Первая скоростная автомобильная дорога в мире была построена в Италии, которая называлась автострада, что в переводе с итальянского языка означает «улицы для автомобилей». Строительство этой дороги началась в 1923 году, а официально была открыта только в 1933 году.

Строительство скоростных автодорог также активно ввелась в Германии в 30-х годах прошлого века, которые назывались автобанами. На этих дорогах можно было ехать со скоростью 130 км/ч, хотя в то время скорость автомобилей редко могло превысить скорость 60 км/ч. Также в немецких автобанах имелись «зеленые мосты», через которые могли пересекать дорогу животные. Строительство автомобильных дорог в Германии, как и в Италии 1930-х годах пропагандировалась как великое достижение фашистской идеологии. Поэтому после окончания Второй мировой войны строительство автомобильных дорог в этих странах на некоторое время утратила свою популярность.

В Соединенных Штатах Америки уже в начале прошлого века личный автомобиль был у каждого пятого американца. Поэтому у них ав-

томобильных дорог была значительно больше. Но вскоре они столкнулись с проблемой загруженностью дорог и с запутанной системой маршрутов, так как дороги строились хаотично, и начали задумываться о решениях этих проблем. Ознакомившись опытом строительства единой системы автомагистралей, они создают свой проект системы единой сети Федеральных дорог.

Начали реализацию этого проекта в 1956 году, и строительство автомагистралей по этому проекту продолжается до сих пор. Основными моментами строительства скоростных автомобильных дорог данного проекта являются:

- дорога имеет 2 проезжих частей;
- разделительная полоса между проезжими частями составляет не менее 1,5 метра;
- исключаются повороты на 90 градусов;
- максимальный угол подъема составляет не более 6 %.

Как было сказано раньше, в Российской Федерации скоростные автодороги составляют только около 0,5 % от всей протяженности автомобильных дорог. Из-за нехватки нужного уровня развития автодорог экономические потери нашей страны каждый год составляет 2...3 % ВВП.

Необходимость создания единой сети автомагистралей и скоростных автомобильных дорог обуславливается опытом стран, в которых преждевременное создание сети автодорог привело к значительному экономическому росту. Так, в результате исследований на рост внутреннего валового продукта Соединенных Штатов Америки один инвестированный доллар в конечном результате дал примерно 17 долларов. На сегодняшний день США является лидером по общей протяженностью автомобильных дорог (более 6700000 км) и занимает второе место по протяженности автомагистралей (около 110000 км).

Причинами такого экономического успеха являются:

- стратегическое значение автомобильных дорог;
- социальный эффект автомобильных дорог;
- экономический эффект эксплуатации автомобильных дорог.

Наибольшим влиянием строительство автомагистралей на жизнь граждан и на экономику является снижение дорожно-транспортных происшествий, а также значительная экономия времени на дороге, снижается доля транспортной составляющей в конечной цене товара, экономия на топливе [3...5].

Лидером по протяженности автомагистралей является Китайская Народная Республика (более 142000 км). Также на сегодняшний день

экономика Китая является самым бурно развивающимся. Эти два фактора безусловно связаны между собой. Если в Соединенных Штатах Америки скоростные автомобильные дороги строятся с середины прошлого века, то в КНР автомагистрали начали строить в 1988 году, и в кратчайшие сроки стали лидером. Уже к 1999 году темпы строительства скоростных автодорог в Китае достигали 4000...6000 километров в год, которые сохраняются и сегодня.

Также сейчас китайцы активно работают над своим проектом «один пояс и один путь», в результате которого будут проложены скоростные автодороги, соединяющие Китай с Европой. Один из маршрутов таких автомагистралей планируют проложить и через территорию Российской Федерации, проходящий от Западного Китая и Казахстана до Республики Беларусь и далее до Германии.

Но думать, что строительство скоростных автомобильных дорог – путь к экономическому процветанию не совсем верно. Например, если какая-нибудь бизнес-компания будет процветать с развитием дорог, то она должна была неплохо справляться и без этого. То есть, новые дороги – это ответ на существующий спрос. Доказательством такого утверждения является Китайская Народная Республика, так как строительство сети автомагистралей совпало с началом стремительного экономического роста в стране. В случае с США, строительство автомагистралей опередило экономический рост в стране на 20...30 лет.

Ситуация в России

К началу 2020 года в России протяженность автомагистралей и скоростных автомобильных дорог составляло 2063 километра (21 место в мире). Такой показатель, безусловно, является очень низким, учитывая размеры нашего государства.

Основным сдерживающим фактором строительства автомагистралей и скоростных автодорог в нашей стране является ограниченность бюджетных средств, сокращение иностранных капиталовложений. Так, до 2014 года частные инвестиции в строительство автодорог поступали неплохо. Но они резко сократились после введения различных санкций, которые привели к падению государственной валюты и нестабильность в экономике. Также не стоит забывать о том, что стоимость строительства дорог в России значительно дороже, чем в том же Китае. Нехватка передовой дорожно-строительной техники и высококвалифицированных специалистов в области дорожного строительства тоже является одним из сдерживающих факторов [7].

Представители ГК «Автодор» заявили, что к 2035 году сеть автомагистралей и скоростных автомобильных дорог может достичь 14000

километров (рис. 2). В августе текущего 2020 года уже началось строительство скоростной трассы Москва-Казань, которую планируют открыть в 2024 году.

Автоматизированные и скоростные автомобильные дороги должны строиться на основе следующих принципов:

- создание прямых скоростных автодорожных путей между крупными городами, экономическими, промышленными и культурными центрами;
- создание новых дорог, которые смогут создать условия для развития новых промышленных районов;
- не должны противоречить с другими планами по развитию городов и т.д.;
- привлекать инвестиции внебюджетных организаций при строительстве или реконструкции этих дорог.

При этом надо отметить важность постоянного совершенствования как технологий дорожного строительства, так модернизации и разработки новых дорожно-строительной техники и оборудования [6, 7].

В заключение можно сказать, что в Российской Федерации необходимо строить автомагистрали и скоростные автомобильные дороги максимально возможными ускоренными темпами, так как это несомненно будет способствовать экономическому росту государства, в том числе снижению аварийности на дорогах за счет постоянного скоростного движения, удобству для населения и т.д. При их строительстве является целесообразным изучение и использование опыта таких стран, как США, КНР и Германии и других ведущих стран Европы.

Список литературы

1. Николаева Р. В., Талипов Т. И. Обеспечение безопасности дорожного движения на стадии проектирования автомобильных дорог. Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 8.
2. Самалькова А. С., Габдуллин Т. Р. Автоматизированные системы управления дорожным движением, как метод разгрузки транспортной сети// Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 11.
3. Николаева Р. В., Абдулов Ф. И. Повышение безопасности дорожного движения пешеходов. Техника и технология транспорта. 2019. № 2 (12). С. 12.
4. Галиев А. И., Габдуллин Т. Р. Современные технологии дорожного строительства // Техника и технология транспорта. 2020. № 1 (16). С. 1.
5. Бурдин А. А., Габдуллин Т. Р. Разработка прицепа для уборки снега // Техника и технология транспорта. 2017. №4 (5). С.3.
6. Габдуллин Т. Р. Разработка лесопильного узла к одноковшовому экскаватору. // В сборнике: Интерстроймех-2015. Материалы Международной научно-практической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 46-52.

УДК 621.643

НАНЕСЕНИЕ ДОРОЖНОЙ РАЗМЕТКИ ТЕРМОПЛАСТИКА ПОСРЕДСТВОМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОЧИЩЕНИЯ И РАЗОГРЕВА ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ

Галиев А.И.,¹ Хайруллин Р.А.¹

1. ФГБОУ ВО Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Дорожная разметка при движении транспортного средства имеет такую же важную роль, как и состояние дорожного покрытия и повышение качества ее нанесения положительно отразится с точки зрения безопасности и экономической составляющей, посредством улучшения ее долговечности.

Ключевые слова: дорожное покрытие, дорожная разметка, природно-климатические условия, маркировщик дорожного покрытия, осушитель дорожный.

APPLICATION OF ROAD MARKING THERMOPLASTIC THROUGH PRE-CLEANING AND HEATING THE ROAD SURFACE

Khairullin R.A.¹, Gabdullin T.R.¹

1. Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia

Road markings when a vehicle is moving have the same important role as the condition of the road surface and improving the quality of their application will have a positive effect in terms of safety and economic component, by improving its durability.

Key words: road surface, road markings, natural and climatic conditions, road surface marker, road dehumidifier.

Введение

Все водители транспортных средств, выезжая на дорожное покрытие, подвергают себя угрозе здоровья, и обеспечение их безопасности на дороге является важным фактором в повседневной жизни.

Дорожная разметка помогает в определении режима и порядка движения транспортных средств. С учетом роста интенсивности дорожного движения - это необходимая мера в современном обществе.

Нанесение разметки на дорожное покрытие автомобильных дорог и элементы дорожных сооружений осуществляют на основе проектной документации, разработанной в соответствии с требованиями ГОСТ 23457-86 и ГОСТ Р 51256-99, и согласованной с органами ГИБДД [1].

Материалами нанесения разметки выступают наиболее популярные, такие как термопластик, дорожная краска, холодный пластик и т.д. Наиболее современным из них считается термопластик, который наносится в жидкой форме или как спрей и сопровождается необходимым оборудованием, преимущество заключается. Среди ключевых характеристик нужно отметить:

- плотность в отвердевшем состоянии - 1,85/2,2 г/ см³;
- температура размягчения - 80 градусов Цельсия;
- коэффициент яркости – 75 %;
- время отверждения - примерно 10 минут при температуре +18...+22 градуса Цельсия и влажности 60...70 %;
- скорость истечения - 4,0 г/с;
- диапазон рабочих температур - примерно 180...205 градусов Цельсия.

Необходимо отметить и то, что на долговечность дорожной разметки влияют климатические и сезонные условия, которые несут за собой необходимость использования реагентов для повышения безопасности в холодное время года, против которых очень хорошо выступает термопластик (табл. 1).

Таблица 1

Компоненты для приготовления термопластичного состава [2]

Компоненты	Содержание компонентов					
	1	2	3	4	5	6
1. Светлая нефтеполимерная смола	19,4	19,3	18,0	18,4	19,0	19,6
2. Трансформаторное масло	4,2	4,0	3,2	3,2	3,5	3,8
3. Химволокно измельченное	-	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
4. Пигмент - двуокись титана (рутил)	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
5. Мел (известь) строительный	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
6. Шарик стеклянный	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
7. Песок белый кварцевый	44,9	45,15	46,9	46,75	45,8	44,85

Процесс нанесения (рис. 1) дорожной разметки проходит в несколько этапов. Перед выполнением работ поверхность автомобильной дороги должна быть соответствующим образом подготовлена к нанесению разметки:

- отремонтирована;
- очищена;
- вымыта;
- высушена.

Ремонт поверхности дорожного покрытия выполняется силами дорожно-эксплуатационного участка, обслуживающего данный участок дороги. Отремонтированное покрытие передается специалистам участка нанесения дорожной разметки по Акту.



Рис. 1. Нанесение термопластика на дорожное покрытие [3]

Поверхность асфальтобетонного покрытия очищают при помощи коммунальной уборочной машины. Затем поверхность покрытия промывают при помощи поливочной машины. Излишки воды, образовавшиеся на поверхности - удаляют с помощью промышленного пылесоса и чистую поверхность высушивают продувкой сухим сжатым воздухом при помощи передвижного дизельного компрессора. Определение значений влажности покрытия производят с помощью влагомеров.

Разметку термопластиком наносят с помощью самоходной разметочной машины или разметочной машины в соответствии с регламентом или инструкцией к машине. Расход термопластика при нанесении дорожной разметки составляет приблизительно 8 кг/м^2 при толщине слоя до 4 мм. Стандартная толщина варьируется в диапазоне от 2 до 4 мм.

В ходе эксплуатации дорожной разметки, было выявлено, что чем выше температура термопластика при нанесении, тем лучше она прихватывается к дорожному покрытию и это положительно влияет на ее долговечность и сопротивление к климатическим условиям. Но при температуре 210 градусов Цельсия он начинает плавиться и ее нанесение становится невозможным. Для улучшения процесса нанесения выходом из данной ситуации является предварительный разогрев места, где будет наноситься термопластик после чистки и сушки дорожного покрытия. Тем самым можно будет добиться улучшения взаимодействия между термопластиком и дорожным покрытием. Нагрев асфальтобетонного покрытия осуществляется при помощи газовых горелок

инфракрасного излучения, объединенных в блоки или панели разогревателя. Сразу после полного включения панелей горелок, которые расположены над поверхностью покрытия на высоте не менее 5 см, идёт быстрое нагревание верхнего слоя асфальтобетона, от которого тепло передаётся вниз.

Заключение

Таким образом, можно сказать, что данная технология нанесения современного материала термопластика на дорожное покрытие как дорожная разметка повышает безопасность вождения на дорогах общего пользования. При этом будет и экономическая выгода из-за существенного увеличения сроков безремонтной эксплуатации дорожной разметки [4].

Список литературы

1. Самалькова А. С., Габдуллин Т. Р. Автоматизированные системы управления дорожным движением, как метод разгрузки транспортной сети // Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 11.
2. <http://pechistroy.ru/wp-content/uploads/2019/09/komponenty-dlya-prigotovleniya-termoplastichnogo-sostava-600x158.jpg> (Дата обращения 12.09.2020).
3. <http://chemcomplex.ru/wp-content/uploads/2020/06/cc1d775d0a5def0490e2.jpg> (Дата обращения 12.09.2020).
4. Габдуллин Т. Р. Новые технологии строительства дорог в России. // Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений. Сборник докладов Междунар. науч.-практ. конф. - Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. - Т.1. С. 109-113.

УДК 621.002.2

К ВОПРОСУ СТРОИТЕЛЬСТВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Галиев А.И.¹, Габдуллин Т.Р.¹

1. ФГБОУ ВО Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Качество и количество автомобильных дорог свидетельствует не только о благосостоянии населенного пункта, но и показывает уровень развития страны в целом. Дороги строятся каждый день, днем и ночью. Каждый человек не один раз видел, как строители укладывают асфальт на дорогах, но вряд ли задумывался об особенностях процесса дорожного строительства. В статье кратко излагаются основные этапы строительства автомобильных дорог.

Ключевые слова: автомобильная дорога, строительство, этапы, земляные работы, асфальтобетон, покрытие.

ON THE ISSUE OF ROAD CONSTRUCTION

Galiev A.I.¹, Gabdullin T.R.¹

Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia

The quality and quantity of highways testifies not only to the well-being of the settlement, but also shows the level of development of the country as a whole. Roads are built every day, day and night. Each person has seen more than once how builders lay asphalt on the roads, but they hardly thought about the peculiarities of the road construction process. The article summarizes the main stages of road construction.

Keywords: road, construction, stages, earthworks, asphalt concrete, pavement.

Завоевательные походы и торговля в государствах античного мира не прекращались, поэтому строительство дорог имело огромное значение. В составе ассирийской армии имелись специальные отделения, отвечавшие за строительство дорог и мостов для проезда колесниц [1]. Развитие дорог в России берет начало с Итысячелетия до нашей эры.

Сегодня в России полным ходом идет строительство дорог. Правительство РФ выделяет на это миллиарды рублей. Каждое наш день начинается с дороги на работу, в магазин или в институт. Именно поэтому качественные дороги очень важны для жизнедеятельности населения страны.

Строительство автомобильных дорог – это тяжелый многоэтапный процесс, который требует значительных финансовых затрат. Самой главной задачей является выбор надежного подрядчика, в арсенале которого есть профессиональная команда и специальная техника.

С чего же начинается выполнение строительных работ?

Этапы строительства автомобильных дорог (рис. 1)

Первым этапом строительства является проектирование. Оно позволяет обеспечить индивидуальный подход к возведению и улучшению дороги. Специалисты проводят геодезические и геотехнические исследования, собирают информацию о местности, оценивают рельеф, состав и свойства грунта. На основании этих данных создается план строительства автомобильной дороги.

Вторым этапом являются выполнение земляных работ. На этом этапе подготавливают участок для дальнейших работ. В эти работы входят:

- вырубка леса (при прохождении трассы дороги через лесные массивы или насаждения [2]);
- очистка территории от корней и пней;

- вывоз грунта (при необходимости);
- обработка покрытия;
- завоз строительного грунта (при необходимости) и насыпка земляного полотна.

Не менее важным этапом является монтаж водоотвода. Устройство водоотвода обеспечивает безопасное и эффективное устранение с дорожного покрытия на достаточное расстояние. После монтажа водоотвода начинается процесс создания «подушки» - основания дороги с использованием песчано-гравийной смеси или щебня и песка. «Подушка» является амортизационным слоем и помогает сглаживать механическое воздействие на покрытие.

Материалы укладываются слоями, разравниваются и трамбуются специальной техникой.

Следующим этапом происходит укладка покрытия из асфальта. Асфальтирование является важнейшим элементом дорожного строительства. От того, насколько качественная будет смесь и насколько профессионально будет проведена укладка смеси, во многом зависит срок службы автомобильной дороги. В зависимости от финансового бюджета и климата выбирается технология укладки: холодный, теплый или горячий асфальт. Укладка может производиться из разных материалов: литого асфальта, асфальтобетона, щебня с битумной пропиткой, гравия и др.



Рис. 1. Строительство дороги [3]

Самым распространенным материалом является асфальтобетон. Асфальтобетон - это смешанные вместе песок, щебень, каменная мука и расплавленный асфальт. Эту смесь выкладывают на основание в несколько слоев. Именно из-за многослойности его называют «дорожный пирог» (рис. 2).

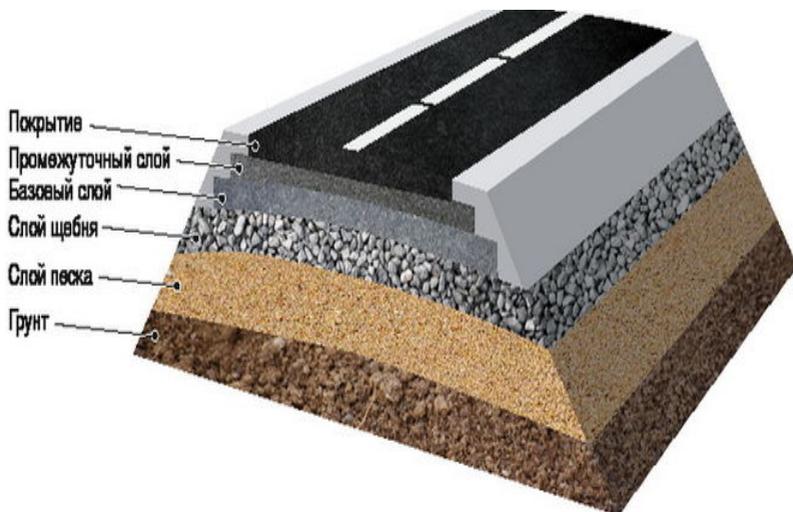


Рис. 2. Слои «дорожного» пирога [4]

В нижние слои укладывается крупный щебень. Он укрепляет дорогу снизу, что позволяет полотну быть долговечной. Для повышения износостойкости в верхние слои кладут мелкий щебень. Также благодаря мелкому щебню дорога становится шероховатой, что улучшает сцепление с колесами автомобилей.

Еще одним популярным видом асфальта является литой асфальт. Он готовится при высоких температурах. Вязкую смесь привозят к месту строительства в контейнерах, которые могут долгое время сохранять температуру. Дорога, сделанная из литого асфальта, хорошо поглощает шум и выдерживает большие транспортные нагрузки.

Для укладки асфальта используют специализированную технику, которая существенно облегчает рабочий процесс и экономит время.

Для качественного укладки асфальта используют:

- бульдозер - используется расчистки и планировки местности;
- экскаватор - применяется для транспортировки сыпучих материалов (экскаватор является наиболее широко применяемой дорожно-строительной машиной и отличается своей многофункциональностью [2]);
- гудронатор - необходимы для равномерного распределения битума;
- бетономеситель - предназначен для приготовления бетонной смеси;
- каток - используется для уплотнения и выравнивания дорожного полотна (рис. 4).



Рис. 4. Дорожный каток в процессе уплотнения дорожного покрытия [5]

Большинство предприятий берут спецтехнику в аренду. Аренда помогает избежать расходов, связанных с приобретением и дорогостоящим обслуживанием собственной техники, также исключается простой оборудования после окончания строительства дороги.

Строительство дорог с каждым годом совершенствуется. Новые открытия и непрерывные улучшения состава асфальтобетона позволяют добиться большей прочности покрытия. Качественно построенная дорога с соблюдением всех стандартов проектирования - залог безопасности для участников дорожного движения [6, 7].

Список литературы

1. <https://booklist.me/read2.php?id=22977&chapter=16> (Дата обращения 10.09.2020).
2. Габдуллин Т. Р. Разработка лесопильного узла к одноковшовому экскаватору. // В сборнике: Интерстроймех-2015. Материалы Международной научно-практической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 46-52.
3. <https://pravdaurfo.ru/news/183293-avtodor-zayavil-o-planah-stroitelstva-trassy-iz> (Дата обращения 12.09.2020).
4. <https://otvet.mail.ru/question/182715125> (Дата обращения 12.09.2020).
5. <https://seventools.ru/wp-content/uploads/oborudovanie-dlya-uplotneniya-asfalta-i-grunta.jpg> (Дата обращения 12.09.2020)
6. Габдуллин Т. Р. Новые технологии строительства дорог в России. // Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений. Сборник докладов Междунар. науч.-практ. конф. - Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. - Т.1. С. 109-113.
7. Самалькова А. С., Габдуллин Т. Р. Автоматизированные системы управления дорожным движением, как метод разгрузки транспортной сети // Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 11.

УДК 621.877.3

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПРИБОРОВ И УСТРОЙСТВ БЕЗОПАСНОСТИ КАБЕЛЬНОГО КРАНА

Ганишкевич А.Ю.¹, Шихов Н.С.²

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), г. Москва.
2. ФГБОУ ВО Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва.

Обеспечение безопасности подъёмно-транспортных работ является одним из приоритетных направлений развития грузоподъёмной техники. В настоящее время к основным приборам и устройствам безопасности, устанавливаемым на грузоподъёмных кранах, относятся: ограничитель грузоподъёмности, концевые выключатели, датчики, анемометр, сигнализатор АСОН-1, противоугонные устройства, выносные опоры, тормоза, буферные устройства, ограждения, галереи, площадки и лестницы. В работе приводится обоснование выбора приборов и устройств безопасности, устанавливаемых на кранах кабельного типа.

Ключевые слова: кабельный кран, ограничитель грузоподъёмности, концевой выключатель, датчик угла наклона мачт, анемометр, сигнализатор, приборы и устройства безопасности.

THE REASON FOR THE CHOICE OF INSTRUMENTS AND SAFETY DEVICES OF THE CABLE CRANE

Ganshkevich A.Yu.¹, Shikhov N.S.²

1. Russian University of transport, Moscow.
2. Of the national research Moscow state construction University, Moscow.

Ensuring the safety of lifting and transport operations is one of the priority areas for the development of lifting equipment. Currently, the main safety devices and devices installed on cranes include: load limiter, limit switches, sensors, anemometer, ASON-1 alarm, anti-theft devices, outriggers, brakes, buffer devices, fences, galleries, platforms and stairs. The paper provides a justification for the choice of safety devices and devices installed on cable-type cranes.

Keywords: cable crane, load capacity limiter, limit switch, mast angle sensor, anemometer, alarm, safety instruments and devices

В действующих нормативных документах большое внимание уделяется вопросам оснащения подъёмных сооружений приборами и устройствами безопасности. [7] Однако большая часть рекомендаций относится к кранам стрелового и мостового типа. Поэтому при проектировании крана кабельного типа возникает необходимость самостоятельного выбора приборов и устройств безопасности. Отсюда возникает ряд вопросов, которые решались в процессе проектирования крана:

1. Какие приборы и устройства безопасности нужны для данного типа крана?

2. Где устанавливаются данные приборы и устройства безопасности?

На первом этапе был составлен перечень возможных аварийных ситуаций, возникающих при работе проектируемого крана в конкретных условиях эксплуатации. На основании полученного перечня были подобраны соответствующие приборы и устройства безопасности. [4] При этом было выявлено что конструктивные особенности данного крана не позволяют использовать уже существующие приборы и устройства безопасности в той комплектации, в которой они представлены. Был сделан вывод, что особенности конструкции крана (рис. 1) требуют разработки специальных приборов и устройств безопасности.



Рис. 1. Проектируемый кран кабельного типа

Кран должен быть оборудован устройством автоматического контроля забегания одной из мачт при работе механизма наклона. [3] Для выполнения такого контроля на основании каждой из мачт устанавливаются датчики угла наклона. Выравнивание мачт производится путем регулирования скорости привода механизма наклона. Забегание мачты при нормальной работе крана не должно превышать 1° . При превышении угла забегания свыше 2° приводы механизмов наклона останавливаются и подается аварийный звуковой сигнал.

Кран должен быть оборудован устройством автоматической остановки привода механизмов наклона при достижении максимального рабочего угла, который составляет $\pm 60^\circ$ от вертикального положения. При достижении максимального угла приводы механизма наклона останавливаются и на пульте дистанционного управления загорается светодиодный индикатора (желтого цвета). Устройство приводится в действие концевым выключателем кулачкового типа. После срабатывания устройства должна сохраняться возможность пуска механизма в обратную сторону.

Для обслуживания установленных на мачте узлов и механизмов предусмотрено сервисное положение, при котором мачта укладывается на стационарную опору. Для постановки мачты в сервисное положение, концевые датчики максимального угла принудительно отключаются (на пункте управления) и механизм переводится в режим пониженной скорости. При захождении мачт за концевой выключатель устройства автоматической остановки привода подается аварийный звуковой сигнал и на пульте дистанционного управления загорается светодиодный индикатора (красного цвета). При данной операции механизм главного подъема должен быть заблокирован, а крюк находится в крайней верхней точке без груза. На стационарную опору устанавливается концевой выключатель устройства автоматической остановки привода и отключения звукового сигнала. На пульте управления загорается индикатор «Сервисное положение». После данной операции разрешается производить обслуживание всех узлов и механизмов крана.

В качестве ограничителей грузоподъемности и высоты подъема используются штатные устройства установленные на электротали заводом-изготовителем.

Для контроля усилия в канате механизма наклона используется датчик ДНК-311-06 (рис. 2) представляющий собой механическую рычажную конструкцию, подвешиваемую на неподвижную ветвь каната. [2] В качестве чувствительного элемента в датчике использован тензометрический преобразователь. Диапазон измерений до 400 кН. ДНК

предназначен для непрерывного преобразования измеряемого параметра – усилия натяжения неподвижной части каната – в электрический сигнал для дистанционной передачи в системы сбора данных геологических исследований (ГТИ), системы контроля, регулирования и управления технологическими процессами. ДНК-311-06 имеет несколько модификаций, отличающихся конструкцией регулировочного узла и параметрами выходного сигнала. По устойчивости к климатическим воздействиям ДНК соответствует исполнению. У категории размещения 3 по ГОСТ 15150-69 для работы при температуре от минус 40°С до плюс 40°С.



Рис. 2. Датчика ДНК-311-06

На несущем канате устанавливается концевой выключатель устройства автоматической остановки привода (рис. 3). [5] На грузовой тележке устанавливается рейка, воздействующая на концевой выключатель, установленный на несущем канате, и отключает тяговый привод механизма передвижения тележки в крайнем положении рабочей зоны.

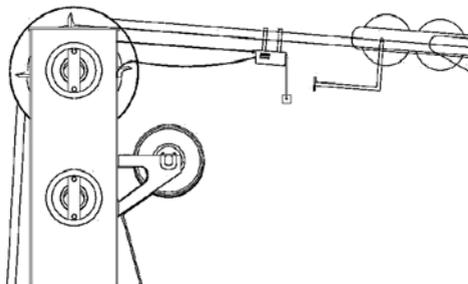


Рис.3. Концевой выключатель установленный на несущем канате

В соответствии с требованиями Технического регламента Таможенного союза «О безопасности машин и оборудования» и для повышения качества эксплуатации и ремонтных работ крана и его механизмов, а также сбора и пополнения диагностической базы устанавливается регистратор параметров. [6] ПДК состоит из нескольких модулей (рис. 4). Управляющим органом является микроконтроллер на базе чипа STM32F103C8T6, производства компании STMicroelectronics. [1]

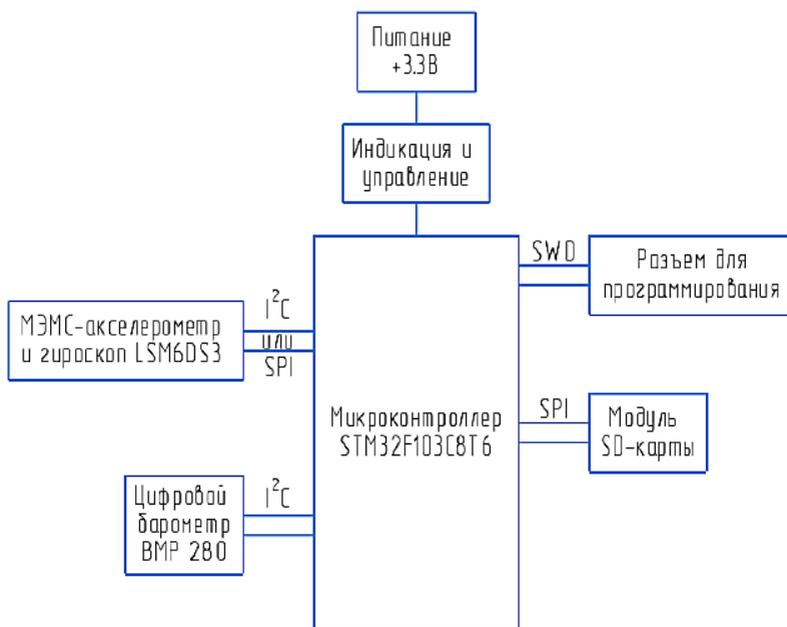


Рис. 4. Структурная схема ПДК

Установка ПДК осуществляется в пункте управления для удобства сбора результатов, калибровки и обслуживания. Датчик устанавливается на мачте.

Для контроля усилия в несущем канате и возникновения превышающих нормам нагрузок, приводящим к аварийным ситуациям, устанавливается датчик натяжения модель F2301.

На основании анализа была разработана схема оснащения крана кабельного типа приборами и устройствами безопасности, которые представлены на рисунке 5.

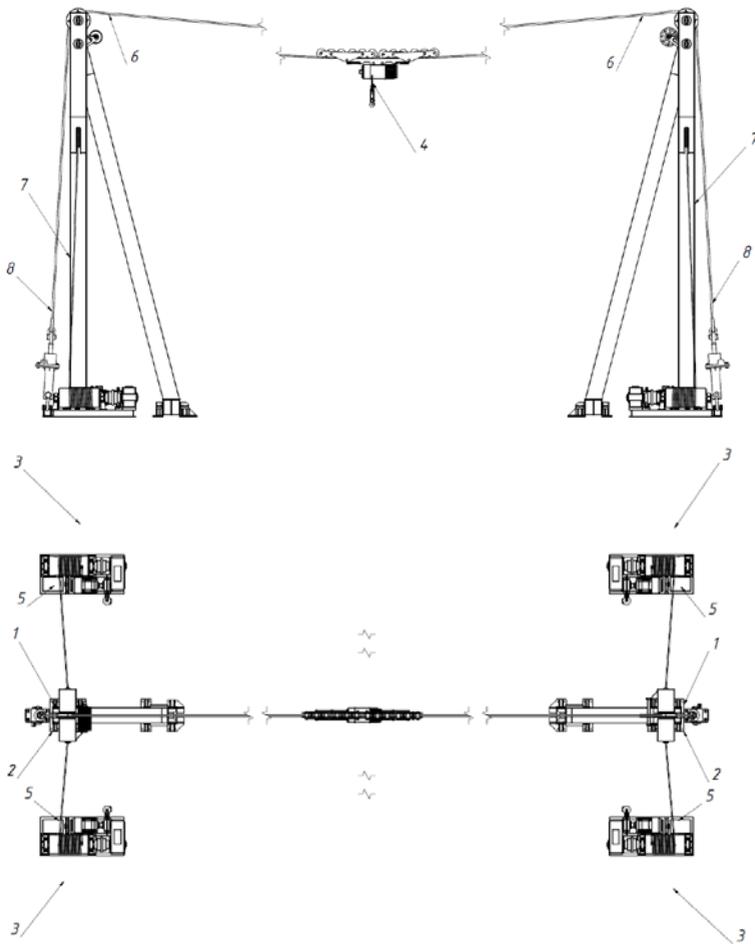


Рис. 5. Схема установки приборов и устройств безопасности проектируемого крана (стационарная опора для сервисного обслуживания не показана).

1-устройство автоматического контроля забегания мачты при работе механизма наклона, 2-устройство автоматической остановки привода механизмов наклона при достижении максимального рабочего угла (концевой выключатель кулачкового типа), 3-стационарная опора для сервисного обслуживания (концевой выключатель устройства автоматической остановки привода и отключения звукового сигнала), 4-ограничитель грузоподъёмности, 5-датчик контроля усилия в канате ДНК-311-06, 6-концевой выключатель устройства автоматической остановки привода механизма передвижения электротали, 7-регистратор параметров, 8-датчик натяжения несущего каната

Список литературы

1. Техническая коллекция Schneider Electric. Проектирование электроприводов крановых механизмов. Выпуск №12, февраль 2009 г.
2. Арзен К. Оценка срока продолжительности службы несущих канатов подвесных дорог в венгерском стандарте на расчет. – Бюллетень СЭВ, 1981 №8.
3. Г.Г. Куйбида. Кабельные краны. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.
4. Барат И.Е., Плавинский В.И. Кабельные краны. – М.: Машиностроение, 1964. – 340 с.
5. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны.-М.: Машиностроение, 1966. – 485 с.
6. ТР ТС 010/2011 Технический регламент Таможенного союза "О безопасности машин и оборудования" (с изменениями на 16 мая 2016 года).
7. Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения" (с изменениями на 12 апреля 2016 года)

УДК 621.86.01

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК
НА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ КРАНОВ ПРИ ИХ РАБОТЕ**

Ганикевич А.Ю.¹, Уткин Б.О.¹

*1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), г.
Москва.*

Металлоконструкции грузоподъемных машин работают в режиме циклического поличастотного нагружения. Одной из составляющих этого нагружения являются процессы, вызванные собственными колебаниями металлоконструкции. В настоящее время в нормах расчета не предусмотрен учет этих колебаний при оценке усталостной прочности.

Ключевые слова: плавучий кран, грузоподъемное устройство, металлоконструкция, акселерометрирование, вибрационная нагрузка.

**EXPERIMENTAL EVALUATION OF VIBRATION LOADS ON STEEL
STRUCTURES OF CRANES DURING THEIR OPERATION**

Gankevich A. Yu.¹, Utkin O. B.¹

*1. The Russian Federal STATE University of transport (RUTH (MIIT)),
Moscow.*

Steel structures of lifting machines operate in cyclic poly-frequency loading mode. One component of this loading is the processes caused by the steel structure's own oscillations. Currently, the calculation standards do not provide for taking into account these fluctuations when assessing fatigue strength.

Keywords: floating crane, lifting device, metal structure, accelerometry, vibration load.

Актуальность темы обусловлена необходимостью повышения точности расчетов, выполняемых при проектировании плавучих кранов, что позволит повысить конкурентоспособность на рынке грузоподъемных машин. Так же в процессе эксплуатации возникает необходимость оценки остаточного ресурса. Это необходимо для плавкранов, эксплуатируемых за пределами нормативных сроков службы. По данным Российского Речного Регистра- 90% плавкранов, работающих на внутренних водных путях, закончился нормативный срок службы. В связи с этим исследование возможности продления срока службы представляется весьма актуальным. Одним из путей продления срока службы перегрузочных машин является прогнозирование остаточного ресурса при заданном уровне надежности.

Основной целью проводимого эксперимента является определение типа и статистических характеристик колебательных процессов плавучего крана КПЛ 5-30 путём измерения кинематических вибрационных характеристик элементов его металлоконструкции. Для достижения поставленной цели предполагалось решить следующие задачи:

- определить измеряемые показатели колебаний;
- разработать методику измерения этих показателей;
- выявить элементарные колебательные процессы, участвующие в формировании полигармонических колебаний участка конструкции;
- определить источники возбуждающие элементарные колебания (по возможности);
- определить характеристики экспериментального оборудования, необходимого для дальнейших исследований

Измеряемые характеристики вибрации. Наиболее целесообразным предполагается измерение виброускорения по следующим основаниям:

- значения ускорений связаны с силами, вызванными инерцией, вторым законом Ньютона, поэтому определение вибрационных нагрузок не потребует многоступенчатых вычислений;
- датчики ускорений (акселерометры) позволяют оценивать пространственное положение элементов конструкции по соотношению

между измеряемыми осевыми компонентами и ускорением свободного падения;

- имея значения ускорений можно, путём численного интегрирования, получить значения виброскоростей и виброперемещений, причём установлено [1], что влияние погрешностей измерения на результат численного интегрирования заметно меньше, чем на результат численного дифференцирования.

Измерительный комплекс в общем случае включает в себя датчики, аналого-цифровой преобразователь, персональный компьютер (ПК) с установленным на нём программным обеспечением (ПО) для обработки поступающих сигналов.

Согласно действующим Правилам Российского Речного Регистра [2] и Федеральным нормам и правилам в области промышленной безопасности [3] динамическая нагрузка при работе крана не должна превышать 1,25 от грузоподъёмности.

Согласно исследованиям НПП «Подъёмтранссервис» значения фактических ускорений могут в 2 раза превышать номинальные значения. Максимальные измеряемые ускорения, с учётом ускорения свободного падения, в этом случае будут равны:

- для механизма подъёма:

$$a_{\max_П} = 1,5g$$

- для механизмов поворота, изменения вылета и передвижения:

$$a_{\max_М} = 1,8g$$

Таким образом, минимальный амплитудный диапазон применяемого акселерометра должен находиться в пределах от $-1,8g$ до $+1,8g$. С учётом возможных кратковременных скачков ускорения, связанных с различного рода неисправностями, целесообразно расширить этот диапазон $-6g \dots +6g$.

Потребная осевая чувствительность датчика определялась исходя из того, что результаты исследования предполагается использовать в усталостных расчётах. В этом случае, минимальное фиксируемое ускорение должно быть таким, чтобы порождаемая им инерционная сила создавала напряжения, равные пределу выносливости. Минимальный предел выносливости узлов металлических конструкций грузоподъёмных кранов составляет $\sigma_{.1K} = 25 \text{ Мпа}$ [4]. Металлоконструкции кранов рассчитывались на статическую прочность при пусковых нагрузках соответствующих номинальным ускорениям $a_{\text{ном_П}}$ и $a_{\text{ном_П}}$, и расчёт выполнялся по пределу текучести, можно определить минимальное значимое ускорение:

$$a_{\min} = 0.03g$$

Полученное значение a_{\min} – это нижняя граница номинальной осевой чувствительности.

В результате исследований установлено, что значимые собственные частоты элементов металлоконструкций, как правило, не превышают 20 Гц, т.е. $f_{\text{МК_max}} = 20$ Гц.

Пробные измерения ускорений плавучего крана КПЛ 5-30.

Условия эксперимента.

Замер ускорений проводился на 3 плавучих кранах КПЛ 5-30 грузоподъёмностью 5 т, с максимальным вылетом стрелы 30 м и минимальным – 8 м, информация о которых приведена в таблице 1.

Все измерения проводились в сухую солнечную погоду при температуре окружающего воздуха 23...27°C, скорость ветра не превышала 4 м/с. Во время проведения акселерометрирования краны 47-ПК и ПК-58 находились на р. Ока в районе г. Серпухов, а кран ПК-2006 на р. Москва около Нагатинской набережной. Поверхность воды была спокойная, волнение, по визуальной оценке, 0 баллов по шкале ГУГМС-53.

Измерительный блок комплекса включает в себя:

датчик ускорения – трёхосный акселерометр DFR0143;

аналого-цифровой преобразователь и устройство выбора – контроллер Arduino Uno на базе ATmega 328;

устройство хранения информации – карта microSD емкостью 4 Гб.

Блок анализа результатов включает в себя:

устройство чтения SD карт;

персональный компьютер Toshiba Satellite P200D-120;

программу MathCAD 2015 Pro.

Порядок проведения эксперимента.

Измерение ускорений производилось акселерометром в месте соединения корбочатой и решетчатой частей стрелы в районе её оголовка и на верхней траверсе грейфера.

Для исключения возможного влияния температуры и влажности воздуха на результаты измерений, при проведении эксперимента на каждом кране выполнялась проверка датчика. Проверка выполнялась в два этапа: измерение ускорения свободного падения в разных пространственных положениях датчика и статистическая обработка полученных результатов для определения калибровочного коэффициента.

Анализ результатов эксперимента.

Оценка экстремальных значений ускорения имела две цели:

1) Определить величину потребного динамического диапазона применяемого оборудования;

2) Определить экстремальные значения ускорений, действующих при переходных режимах.

На основании анализа результатов проведённых замеров сделаны следующие заключения:

1) Максимальное замеренное ускорение для всех исследованных кранов наблюдалось на грузозахватном органе при опускании груза и составляет $20,53 \text{ м/с}^2$ или $2,09g$.

2) Максимальный размах ускорений для всех исследуемых кранов наблюдался на грузозахватном органе при опускании груза и составляет $22,72 \text{ м/с}^2$.

3) Размах ускорений стрелы при подъёме и опускании груза отличается незначительно, а его максимальное значение составляет $2,63 \text{ м/с}^2$ или $0,27g$.

4) Максимальный размах ускорений при изменении вылета стрелы наблюдается на стреле и составляет $1,9 \text{ м/с}^2$.

Выбор метода анализа.

Одним из наиболее распространённых способов обработки гармонических или почти гармонических колебаний является Фурье-анализ [5]. Однако Фурье-анализ слабо приспособлен для исследования нестационарных сигналов [6] – в этом случае Фурье-анализ показывает появление низкочастотной составляющей с большой амплитудой, за которой трудно разглядеть остальной частотный спектр.

Норденом Е. Хуангом предложен метод анализа нестационарных временных рядов с использованием преобразования Гильберта [6] который позволяет формировать адаптивный базис, функционально зависящий от исследуемых данных. Указанный метод представляется перспективным для применения в вибродиагностике грузоподъёмных кранов, однако для целей настоящего исследования его применение нецелесообразно ввиду того, что преобразование Гильберта оперирует мгновенной частотой, а для оценки усталостной прочности необходима частота реальная. При этом применение EMD позволяет избавиться от нестационарности сигналов путём удаления тренда. Такой сигнал может быть обработан с помощью Фурье-анализа.

Таким образом, представляется целесообразным применять для оценки частотного состава сигнала датчиков ускорений, метод преобразования Фурье, после выполнения эмпирической модовой декомпозиции исходного сигнала.

Порядок выполнения анализа.

Для исследования частотного состава в настоящей работе применялся метод спектрального анализа, для чего строился амплитудный спектр сигнала по результатам выполнения дискретного преобразования Фурье. При построении амплитудного спектра сигнал переводится из амплитудно-временного пространства в амплитудно-частотное.

Функции для выполнения соответствующих расчётов разработаны в программе MathCAD 2015. Для прямого и обратного преобразования Фурье использовались встроенные функции MathCAD: $\text{cfft}(x)$ и $\text{icfft}(x)$ [7]. Функция прямого преобразования использовалась для построения спектра, а функция обратного преобразования для восстановления сигнала в заданном интервале частот.

В общем виде последовательность расчётов выглядит следующим образом:

1) Из исходного сигнала вычитается тренд, в результате чего получается почти гармонический сигнал $u_g(k) = u(k) - \text{tr}(k)$:

где $k = 0 \dots n-1$ – номер соответствующего измерения;

n – общее число замеров.

2) С использованием встроенной функции $\text{cfft}(x)$ выполняется дискретное преобразование Фурье, в результате получается вектор, содержащий значения амплитуд A .

3) Для получения вектора значений частот используется формула

$$f(k) = \frac{k}{\Delta t}, \text{ где } \Delta t \text{ – интервал проведения замеров.}$$

4) По значениям векторов A и f строится амплитудный спектр Фурье.

5) При необходимости сигнал может быть восстановлен в заданном интервале частот при помощи функции $\text{icfft}(x)$.

Результаты анализа.

В первую очередь был построен спектр сигнала в периоды покоя до начала и после окончания работы. Полученные спектры ускорений в направлениях X и Y приведены на рисунках 1–4. Следует заметить, что направление X совпадает с продольной осью стрелы (направление наибольшей жёсткости), а направление Y в плоскости качания стрелы (направление наименьшей жёсткости).

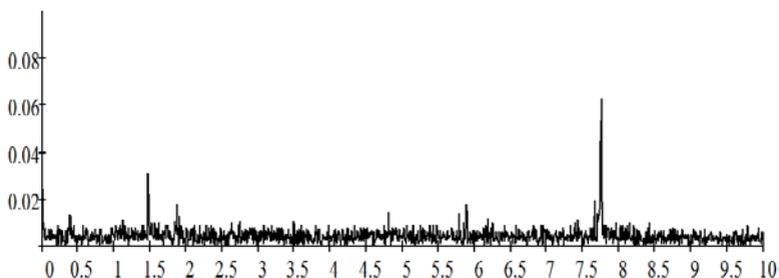


Рис. 1. Спектр a_x ускорений крана 47-ПК до начала работы

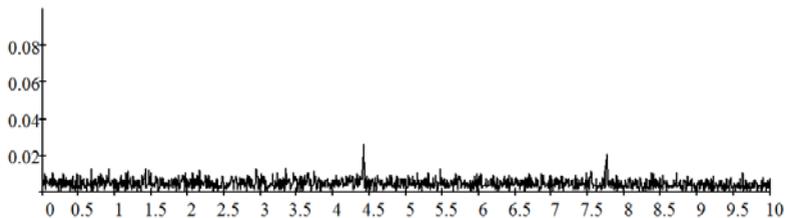


Рис. 2. Спектр a_y ускорений крана 47-ПК до начала работы

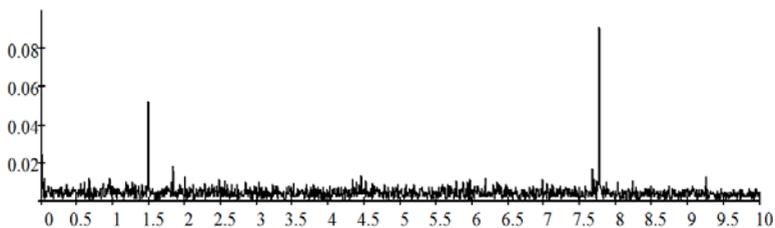


Рис. 3. Спектр a_x ускорений крана 47-ПК после окончания работы

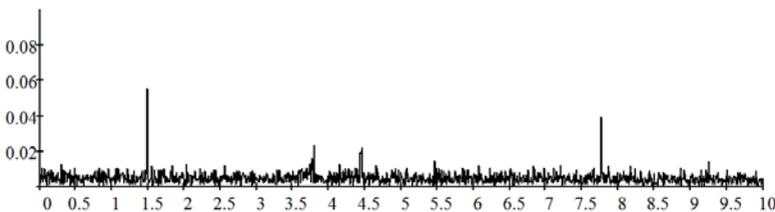


Рис. 4. Спектр a_y ускорений крана 47-ПК после окончания работы

На представленных рисунках можно выделить ряд характерных частот. Так на всех спектрах присутствует выброс на частоте около 7,5 Гц, причём его амплитуда больше в направлении наибольшей жёсткости стрелы. Выброс на частоте около 1,5 Гц также присутствует на всех спектрах, хотя на одном и слабо выражен. Можно предположить, что эти частоты соответствуют колебаниям всей металлоконструкции крана. Выбросы на частоте около 4,5 Гц присутствуют в явном виде исключительно на спектрах ускорений в направлении оси Y , поэтому можно предположить, что они соответствуют изгибным колебаниям стрелы в вертикальной плоскости.

Далее строился спектр Фурье для всего периода работы крана. Эти спектры оказались очень близкими для всех кранов. Спектр для крана 47-ПК приведён на рисунке 5.

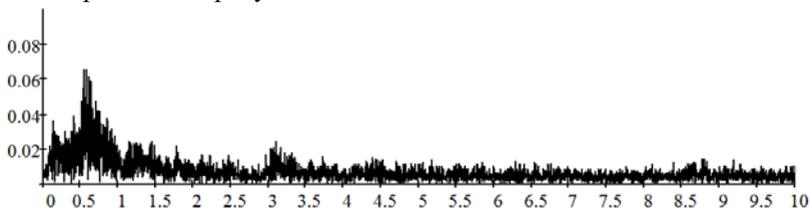


Рис. 5. Спектры a_y ускорений крана 47-ПК на всём интервале работы

Видно, что на таком интервале основная энергия сосредоточена на частотах от 0,3 до 1 Гц. Такие частоты должны соответствовать раскачиванию груза на канатах, колебаниям крана на волнах, колебаниям противовеса и т.п.

Далее строились спектры для различных периодов работы и стабилизации крана. Следует отметить, что наиболее информативными оказались периоды стабилизации, поскольку в них отсутствуют значительные перемещения стрелы и, связанные с ними, негармонические изменения ускорения. На рисунке 6 приведён спектр соответствующий периодам 5, 6, 7.

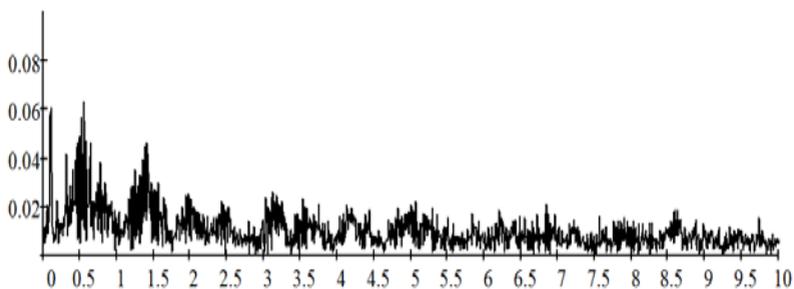


Рис. 6. Спектр a_y ускорений крана 47-ПК на участках 5, 6, 7

На спектре рисунка 6.6 виден острый пик на частоте 0,12 Гц, который соответствует частоте раскачивания груза на канатах. Эта же частота хорошо просматривается на спектре скоростей (рисунок 7). Кроме того на спектре заметны два пика на частотах 0,6 и 1,4 Гц. Эти пики не такие острые, что показывает колебания частоты соответствующих процессов.

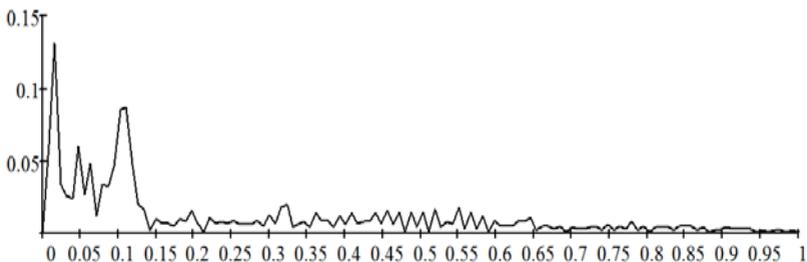


Рис. 7. Спектр v_y скоростей крана 47-ПК на участках 5, 6, 7

На спектре скоростей (рисунок 6.7) виден пик на частоте 0,02 Гц, что соответствует частоте качки крана с грузом на спокойной воде. Что характерно, на спектре ускорений (рисунок 6.6) эта частота не просматривается.

Результаты анализа показывают, что применяемый метод позволяет определять частотный состав сложного колебательного процесса с хорошим разрешением.

Выводы по результатам анализа.

По результатам анализа сформулированы следующие выводы.

Колебательный процесс, сопровождающий работу крана, является нестационарным негармоническим процессом, а сам кран – нестационарной, нелинейной системой.

Путём нахождения негармонической составляющей колебательного процесса (тренда) и её удаления, колебательный процесс, сопровождающий работу крана, может быть приведён к почти периодическому, почти гармоническому процессу.

Поиск тренда представляется целесообразным выполнять по методике эмпирической модовой декомпозиции (EMD).

При анализе полученного почти гармонического процесса может использоваться преобразование Фурье для получения соответствующего спектра.

Колебания, возникающие в системе в целом, отражаются в виде близких по высоте пиков на спектрах колебаний по всем осям. Колебания нейтральной оси протяжённых элементов отображаются на спектре колебаний в направлении наименьшей жёсткости более острыми и высокими пиками, чем в направлении других осей. Локальные колебания деталей конструкции отображаются на спектре колебаний только по оси наименьшей жёсткости детали.

Ускорения элементов конструкции и грузозахватного органа плавающих кранов не превышают величины 2,5g.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1978-1981. – Т. 1. Колебания линейных систем/ под ред. В. В. Болотина. 1978 - 352 с.: с ил.
2. Смирнов В. А. Основы измерения вибрации (по материалам фирмы DLI). –Н. Новгород: Инкотес, 2006.-28 с.: с ил.
3. Российский Речной Регистр. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (ПСВП). 2008
4. Костромин А. Д., Ивашков Н. И. Критерии оценки и выбора тормозов по характеристикам процесса торможения. Подъёмно-транспортное дело, 2007 г., № 6.
5. Давыдов В.А., Давыдов А.В. Очистка геофизических данных от шумов с использованием преобразования Гильберта-Хуанга.// Электронное научное издание «Актуальные инновационные исследования: наука и практика», 2010, № 1. <http://www.actualresearch.ru>.
6. Справочник по кранам. В 2-х т./ Ред.: Дукельский А. И. - Л.: Машиностроение, 1971. – Т. 1. Общие расчёты, материалы, приводы, металлические конструкции.- 400 с.: с ил.
7. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности. Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения.

УДК 004.896:629.1-498

ИСПЫТАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО ШАССИ
НА ПРЕОДОЛЕНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ ПРЕПЯТСТВИЙ

Добров А.А.¹, Данилов Р.Г.¹, Клейменов Г.С.¹

1. Государственный научный центр Российской Федерации

Центральный ордена Трудового Красного Знамени Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (ФГУП «НАМИ»), г. Москва

Разработано универсальное транспортное шасси с дистанционным и автоматическим управлением для установки транспортно-технологического оборудования. Проведены испытания шасси в режиме дистанционного управления на преодоление инженерных препятствий. Универсальное транспортное шасси продемонстрировало высокую проходимость на пересеченной местности – преодоление подъемов и косогоров до 30° в режиме дистанционного управления.

Ключевые слова: робот, робототехнические системы, универсальное шасси, транспортно-технологические машины, инженерные препятствия.

TESTING OF A UNIVERSAL TRANSPORT CHASSIS TO OVER-
COME ENGINEERING OBSTACLES

Dobrov A.A.¹, Danilov R.G.¹, Kleymenov G.S.¹

1. State Research Center of the Russian Federation

Central scientific research automobile and automotive engine institute "NAMI", Moscow

A universal transport chassis with remote and automatic control has been developed for the installation of transport and technological equipment. The chassis was tested in remote control mode to overcome engineering obstacles. The universal transport chassis has demonstrated high cross-country ability on rough terrain - overcoming hills and slopes up to 30° in remote control mode.

Key words: robot, robotic systems, universal chassis, transport and technological machines, engineering obstacles.

Испытания робототехнических транспортно-технологических систем в режимах дистанционного и автоматического управления являются важной инженерной задачей. Такие системы способны работать в

агрессивных средах, не подвергая риску оператора. Использование робототехнических систем, оснащенных современными системами навигации и ориентации, повышает качество выполняемых работ. Практические исследования робототехнических систем в условиях пересеченной местности при преодолении подъемов и косогоров являются актуальной и своевременной задачей.

Универсальное транспортное шасси (УТШ) разработано для установки различного транспортно-технологического оборудования и выполнения технологических операций в режимах дистанционного и автоматического управления. Робот рассчитан на эксплуатацию по всем видам дорог и местности различного состояния, независимо от времени года, суток и метеорологических условий. Внешний вид шасси показан на рисунке 1. Внутри гусеничного шасси установлена бортовая дизельно-насосная установка, представляющая собой двигатель, соединенный с насосной установкой. Двигатель – дизельный мощностью 16,3 кВт (22,2 л. с.). Двигатель подбирался по балансу мощности УТШ в условиях преодоления машиной наибольшего подъема, соответствующего 30° [1, 2]. Трансмиссия машины – гидрообъемная. Гидромотор-редукторы 2 и ведущие звездочки гусеничной ходовой части 3 установлены впереди шасси. Независимая торсионная подвеска опорных катков обеспечивает высокую плавность хода [3, 4]. Управление машиной осуществляется дистанционно с помощью переносного пульта управления и телевизионных камер ТКВ-1-95, установленных на шасси. Четыре камеры б – по две впереди и сзади машины обеспечивают ее движение и одна камера на поворотной платформе контролирует положение рабочего оборудования.

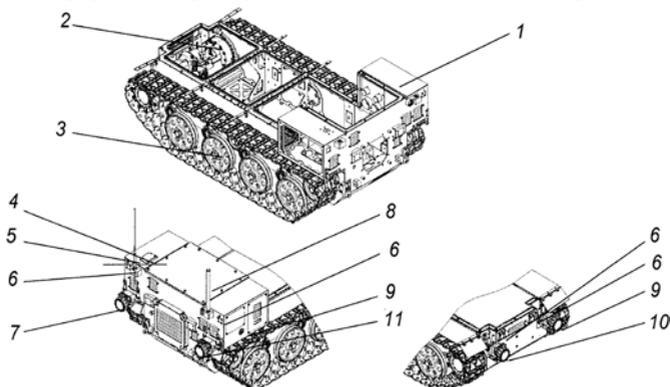


Рис. 1. Универсальное транспортное шасси УТШ:
1 – корпус; 2 – гидромотор-редуктор; 3 – ходовая часть; 4, 5, 8 – антенны;
6 – телевизионные камеры ТКВ-1-95; 7, 9–11 – фонари

Способность преодоления шасси заданных инженерных препятствий (подъемов (спусков), косогоров и вертикальной стенки) проверялось натурными испытаниями на реальных препятствиях, позволяющих проверить не только тягово-сцепные свойства изделия, но и функционирование различных систем, работоспособность которых зависит от угла наклона изделия. Условия испытаний соответствовали ГОСТ 23734–98 [5]. Замер угла подъема (спуска) осуществлялся с помощью оптического квадранта КО-1М, который прикладывался к ровной деревянной рейке, устанавливаемой в средней части подъема. Длина рейки соответствовала базе испытуемого изделия. Управление шасси при испытаниях осуществлялось с дистанционного (стационарного и переносного) пункта управления на расстоянии прямой видимости. После преодоления подъема на верхней площадке образец разворачивался и устанавливался для совершения спуска. Спуск осуществлялся на нижней передаче в коробке передач. Торможение осуществлялось останочными (рабочими) тормозами и двигателем. Число оборотов двигателя не превышало предельно допустимого значения. Преодоление подъема (спуска) заданной крутизны осуществлялось не менее двух раз. Результаты испытаний приведены на рисунке 2, кривая 1.

Преодоление косогоров осуществлялось на низшей передаче в коробке передач двукратным проездом одного участка с таким расчетом, чтобы была проверена возможность движения по косогорам с креном на правый и левый борт, а также возможность срабатывания системы управления при превышении углов наклона робототехнического средства. Результаты испытаний приведены на рисунке 2, кривая 2.

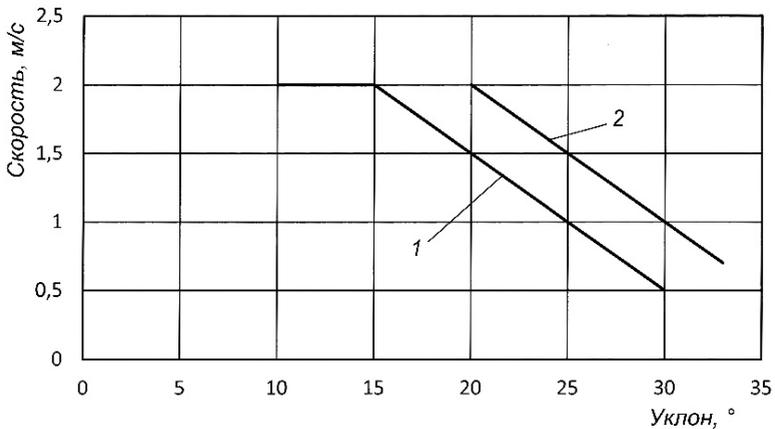


Рис. 2. Результаты испытаний. Преодолеваемый подъем (1) и крен (2) в поперечном направлении в зависимости от скорости движения УТШ

При скорости движения 2 м/с (7,2 км/ч) УТШ преодолевает подъем крутизной до 15°. При скорости 0,5 м/с (1,8 км/ч) робот преодолевает подъем до 30°. Наибольший преодолеваемый крен составил 33°, который УТШ в режиме дистанционного управления преодолел на скорости 0,7 м/с (2,5 км/ч). На скорости 2 м/с (7,2 км/ч) УТШ уверенно двигалось по уклону 20° в поперечном направлении.

Универсальное транспортное шасси успешно выдержало испытания, при прохождении машиной контрольного участка не было зафиксировано ни одного случая нарушения установленных границ. Шасси обеспечило преодоление следующих видов препятствий:

- порогов высотой до 200 мм;
- косогоров по курсу с углом наклона до 30°;
- склонов в поперечном направлении с углом наклона до 30°.

Список литературы

1. Данилов Р.Г., Добров А.А. Определение расхода топлива при работе специального оборудования транспортно-технологических машин // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы, как катализатор роста экономики государства. Международная научно-практическая конференция (Красноярск, 7–8 апреля 2016 г.): сб. науч. тр.: в 2 ч. Ч. 2 / под общ. ред. В.В. Минина. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2016. – 710 с. – С. 78–84.
2. Данилов Р.Г., Добров А.А. Особенности привода специального оборудования технологических машин // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование // Сб. науч. тр. № 88. Ответственный редактор д-р техн. наук, проф. Л.А. Хмара. – Днепропетровск: ПГАСА, 2016. – 216 с. – С. 154–158.
3. Дьяков А.С., Котиев Г.О. Основы метода проектирования ходовых систем безкипажных наземных транспортных средств // Труды НАМИ. – 2016. – № 4 (267). – С. 45–53.
4. Котиев Г.О., Дьяков А.С. Метод разработки ходовых систем высокоподвижных безкипажных наземных транспортных средств // Известия ЮФУ. Технические Науки. – 2016. – № 1 (174). – С. 186–197.
5. ГОСТ 23734–98. Тракторы промышленные. Методы испытания. – Минск: ИПК Изд-во стандартов, 1999. – 16 с.

УДК 621.926

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНОЙ БАЛАНСИРНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ДОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЦЕМЕНТА. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Дударев В.А.¹, Михальков А.Д.², Михальков В.С.², Михальков Д.В.²

1. ООО «СтройГрадАльянс». г. Могилев, РБ

2. МОО ВО Белорусско-Российский университет, г. Могилев, РБ

В данной работе рассматривается первый этап построения математической модели работы вертикальной балансирующей шаровой мельницы по обеспечению доизмельчения цемента, а именно, постановка задачи, введение исходных параметров и определение граничных условий.

Ключевые слова: шаровая мельница, шары для измельчения, материал для измельчения.

MATHEMATICAL MODEL OF OPERATION OF A VERTICAL BALANCING VIBRATION MILL FOR CEMENT RE-GRINDING. PROBLEM STATEMENT

Dudarev V. A.¹, Mikhalkov A.D.², Mikhalkov V. S.², Mikhalkov D. V.²

1. Stroygradalyans LLC. Mogilev, RB

2. MOE VO Belarusian-Russian University, Mogilev, RB

In this paper, we consider the first stage of constructing a mathematical model for the operation of a vertical balancing vibrating ball mill to ensure the re-grinding of cement, namely, setting the problem, introducing the initial parameters and determining the boundary conditions.

Keywords: ball mill, balls for grinding, material for grinding.

Еще с 30-х годов прошлого века увеличение прочности бетона достигалось повышением активности цемента, за счёт повышения тонкости помола в процессе изготовления цемента или последующего доизмельчения и другими методами. Увеличение активности цемента достигается в результате измельчения, диспергации (помола) в специальных агрегатах измельчения, например, мельницах. Эффект механоактивации цемента совместно с песком, основных и важнейших компонентов бетонной смеси, заключается в переходе пассивной (неактивной) поверхности вяжущего к химически активному состоянию, которое выражается в повышенной способности к реакциям в ходе последующих технологических операций.

Увеличение удельной поверхности цемента, его реакционной способности (активности) оказывает значительное влияние на формирование структуры бетона, скорости твердения и его прочностные характеристики. Использование доизмельченного активированного цемента позволяет сформировать более плотную и однородную структуру бетона, что дает возможность получить резкий прирост однодневной прочности и увеличение ее по истечении 28 суток твердения. В производстве пенобетона либо полистиролбетона наиболее экономически вы-

годно легкое доизмельчение цемента, т. е. чем выше удельная поверхность цемента, тем выше его активность. Так, увеличение удельной поверхности цемента с песком в агрегатах измельчения, например, в балансирной вибрационной мельнице для сверхтонкого помола, за один прогон дает увеличение его активности на 5%, что дает увеличение прочности в первые сутки нормального твердения на 45% от прочности контрольных образцов.

Рассмотрим конструкцию вертикальной вибрационной балансирной мельницы, предложенную нами (рисунок 1).

Вертикальная вибрационная балансирная мельница состоит из рамы 1 с установленным эксцентриковым валом 2, на концах которого посредством тяг 7 подвешены помольные камеры 4. Помольные камеры 4 закреплены к плите рамы 1 пружинами 8. Привод 3 эксцентрикового вала осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу. Помольные камеры соединены между собой коромыслом 6 с помощью шарнира 5.

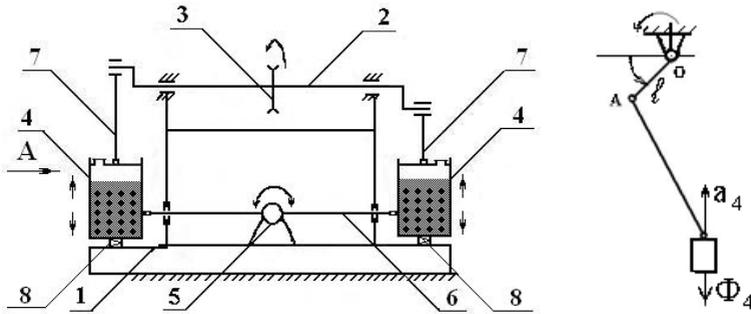


Рис. 1. Принципиальная и кинематическая схемы балансирной вибрационной мельницы

При работе мельницы камеры 4 с измельчаемым материалом совершают колебательные движения вверх – вниз и металлические шары, находящиеся в камерах совместно с измельчаемым материалом, совершают колебательные движения; при этом металлические шары доизмельчают материал в камере. Наличие эксцентрикового вала 2 (рисунок 1.) обеспечивает колебательные движения помольных камер. Пружины 8 снижают возможность передачи вибрации на фундамент. Амплитуда колебаний помольных камер – до 10 мм. В отличие от шаровых мельниц барабанного типа, где имеют место круговые колебания, которые достигаются за счет вращения дебаланса, вследствие перекачивания мате-

риала с мелющими шарами, в вертикальных мельницах колебания совершаются в вертикальной плоскости. Это позволяет с бóльшей точностью описать работу элементов колебательной системы.

При работе мельницы камеры 4, в которых находится измельчаемый материал и в несколько слоев металлические шары, совершают колебательные перемещения вверх – вниз; при этом происходит доизмельчение материала.

Для анализа работы балансирной вибрационной мельницы проведем небольшие построения, для чего рассмотрим нашу мельницу сбоку (рисунок 1). Вращение эксцентрикового вала условно представим как вращение кривошипа ОА. Прямолинейное движение камер задано уравнением $y = a \cdot \sin(k \cdot t + \beta)$, описывающим гармоническое колебательное движение. Постоянная a , равная величине наибольшего отклонения камер от ее среднего положения является амплитудой колебаний. Аргумент синуса $(k \cdot t + \beta)$ называют фазой колебания, а β – начальной фазой. Постоянная k называется циклической частотой колебаний.

Кинематический анализ предлагаемой мельницы показывает, что

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}, \quad \vec{\psi} = \vec{\omega} \cdot t, \quad R = R_6(L_7; h; b).$$

Ускорение точки А — $a_A = \omega^2 \cdot l$.

Ускорение тела 4 — $a_4 = a_A \cdot \sin \varphi = \omega^2 \cdot l \cdot \sin \omega t$.

Сила инерции тела 4 — $\Phi_4 = m_4 \cdot a_4 = m_4 \cdot \omega^2 \cdot l \cdot \sin \omega t$.

Угловое ускорение тела 6 — $\varepsilon_6 = a_4 / 0,5l = \frac{2\omega^2 \cdot l}{L} \cdot \sin \omega t$.

Момент сил инерции тела 6 (однородный стержень длиной L)

$$M_6^{\delta} = I_6 \cdot \varepsilon_6 = \frac{m_6 \cdot L^2}{12} \cdot \frac{2\omega^2 \cdot l}{L} \cdot \sin \omega t.$$

Для получения дифференциального уравнения движения системы (тел 4 и 6) придаем телу 6 возможное перемещение δ_{φ} и запишем общее уравнение динамики:

$$M_6^{\delta} \cdot \delta_{\varphi} + 2 \cdot \hat{O}_4 \cdot \delta_{\varphi} \cdot L / 2 + m_4 \cdot g \cdot \delta_{\varphi} \cdot L / 2 - m_4 \cdot g \cdot \delta_{\varphi} \cdot L / 2 = 0.$$

Проведя преобразования, получим:

$$R = \left(\frac{m_6}{3} + 2 \cdot m_4 \right) \cdot \omega^2 \cdot l \cdot \sin \omega t.$$

К числу главных положительных качеств балансирных вибрационных мельниц относится простота конструкции, динамическая уравновешенность вибрирующей системы, удобство обслуживания и качество измельчения.

На кафедре ТТМ под руководством проф. СИВАЧЕНКО Л.А разработана и изготовлена уменьшенная модель балансирной вибрационной мельницы для сверхтонкого помола (рисунок 2).



Рис. 2. Лабораторная установка балансирной вибрационной мельницы для сверхтонкого помола

Учитывая достаточно большое количество мелющих шаров не связанных друг с другом, сложно предположить некоторую закономерность в движениях шаров под нагрузкой, но можно предположить некоторые моменты, касающиеся режимов работы мельницы [1].

Выделим в общем объеме одной из помольных камер вертикальный цилиндрический столб, состоящий из металлических шаров и измельчаемого материала (рисунок 3).

Все металлические шары в выделенном цилиндрическом столбе имеют суммарную массу десяти шаров $m_{ш\Sigma}$ и массу измельчаемого материала $m_{изм}$.

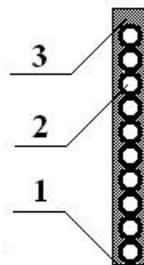


Рис. 3. Цилиндрический столб. 1 – часть дна помольной камеры; 2 – металлические шары; 3 – измельчаемый материал в составе цилиндрического столба

На рисунке 4 представлена расчетная схема двухмассовой колебательной системы левой помольной камеры.

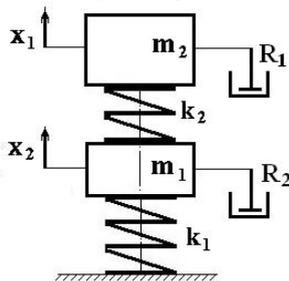


Рис. 4. Расчетная схема двухмассовой колебательной системы левой помольной камеры

На рисунке 4 принятые обозначения соответствуют:

m_1 – масса части днища помольной камеры;

m_2 – масса всех элементов цилиндрического столба (мелющих шаров и измельчаемого материала);

k_1 – жесткость взаимодействия части днища помольной камеры с плитой основания вертикальной вибрационной балансирной мельницы;

k_2 – жесткость взаимодействия между m_1 и m_2 ;

R_1 и R_2 – коэффициенты вязких потерь в рассматриваемой колебательной системе.

Рассмотрим конструктивную схему помольной камеры с материалом для измельчения и мелющими шарами (рисунок 5).

В отличие от традиционных шаровых мельниц, в которых вибрации помольных камер возникают при вращении дебаланса, получаемого смещением металлических шаров и измельчаемого материала, корпус помольной камеры вертикальной вибрационной балансирной мельницы, предложенной нами, совершает колебания только в одной плоскости. Это позволяет при реализации данной вертикальной балансирной вибрационной мельницы составить математическую модель работы отдельных колебательных элементов (мелющих шаров).

В шаровые мельницы обычно загружают мелющие шары, диаметр которых зависит от размеров частиц измельчаемого материала (чем крупнее частицы измельчаемого материала, тем более крупными мелющими шарами следует загружать шаровую мельницу).

Для вертикальной вибрационной балансирной мельницы по известным методикам проектирования принимаем исходные параметры для расчетной модели.

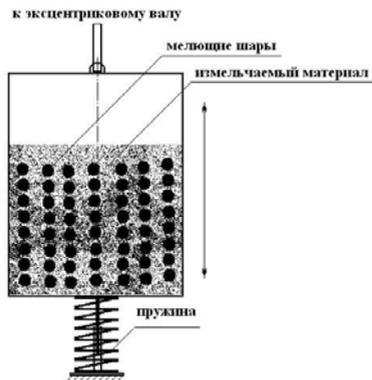


Рис. 5. Схема устройства помольной камеры вертикальной вибрационной балансирующей мельницы

Помольная камера совершает постоянные колебания в вертикальной плоскости под действием возмущающей силы, которая передается от приводного вала с эксцентриком посредством штока, причем левая и правая помольные камеры находятся в противофазе – если левая помольная камера находится в верхнем вертикальном положении, то правая находится в нижнем вертикальном положении. Внизу помольные камеры связаны с рамой через пружину сжатия, что существенно снижает возможность передачи вибрации на плиту фундамента.

Колебательная система, включающая в себя массу помольной камеры, суммарную массу мелющих шаров и массу измельчаемого материала, имеет собственную частоту колебаний, которую можно определить по формуле

Все металлические шары в выделенном цилиндрическом столбе имеют суммарную массу десяти шаров $m_{ш\sum}$ и массу измельчаемого материала $m_{изм}$.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_{\Sigma}}},$$

где k – суммарная жесткость пружинного подвеса;

m_{Σ} – суммарная масса всех элементов, совершающих колебания (помольной камеры, мелющих шаров и измельчаемого материала).

При работе мельницы возможно возникновение различных случайных ситуаций:

- 1) отрыв мелющих шаров от дна помольной камеры;
- 2) образование разрывов между мелющими шарами и измельчаемым материалом.

Кроме соударений между мелющими шарами, частиц измельчаемого материала между собой, возможны соударения частиц измельчаемого материала с корпусом помольной камеры. Все эти комбинации соударений будут сопровождаться измельчением материала.

Список литературы

1. Данекер В.А. Математическое моделирование режимов работы колебательной шаровой мельницы. / Известия Томского политехнического университета Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330. № 5. С. 141-151.

УДК 621.86

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИНТЕТИЧЕСКИХ КАНАТОВ В КАЧЕСТВЕ ГИБКИХ ГРУЗОНЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗО- ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Денисов И.А.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет

В данной работе рассмотрены основные вопросы, касающиеся применения синтетических канатов в качестве гибких элементов полиспастных систем механизмов подъема грузоподъемной техники, представлены результаты анализа нормативной документации, регулиющей использование канатов из синтетических волокон в конструкции подъемных средств, проведён обзор конструкций кранов с синтетическими канатами, выпущенных европейскими производителями за последние 5 лет.

Ключевые слова: грузоподъемная машина, механизм подъёма, синтетический канат, полиспаст.

FEATURES OF USING SYNTHETIC ROPES AS FLEXIBLE LOAD- BEARING ELEMENTS OF HOISTING MACHINES

Denisov I.A.¹

1. Bryansk State Technical University

In this paper, the main issues concerning the application of synthetic ropes or flexible elements polypast systems lifting mechanisms of hoisting equipment, the results of analysis of normative documents regulating the use of ropes made of synthetic fibers in the design of lifting tools, the review of designs with synthetic ropes, released European manufacturers over the last 5 years.

Keywords: hoisting machine, lifting mechanism, synthetic rope, polystyast.

Дальнейшее развитие и совершенствование существующих образцов машин и механизмов зачастую требует внедрения новых компоновочных схем различных узлов [3], совершенствования систем приводов [9,10], а также применения новых типов конструкционных материалов. Для кардинального улучшения технических характеристик и получения экономического эффекта даже основные несущие элементы транспортных машин, выполненные из хорошо зарекомендовавших себя сталей, заменяются элементами, материалы которых созданы на основе перспективных синтетических компонентов. Ярким примером этому может служить распространение синтетических канатов, специализированных для использования в качестве гибких грузонесущих элементов грузоподъемных машин.

До недавнего времени канаты из синтетических материалов, несмотря на свою доступность, имели ограниченное применение и наиболее часто использовались для тяговых элементов буксировочных и подъемно-транспортных систем на судах транспортного и промышленного назначения. По своим прочностным, усталостным и эксплуатационным свойствам синтетические канаты не могли соперничать со стальными канатами аналогичного типоразмера, используемыми в механизмах подъема наиболее распространенных типов грузоподъемных машин. Однако непрерывное совершенствованию материалов и применение новых технологий производства синтетического волокна позволили значительно улучшить качественные характеристики производимой из него продукции, в том числе и канатов. Это обстоятельство послужило толчком для начала разработки специализированных синтетических канатов, способных выдерживать длительную эксплуатацию при знакопеременных циклических нагрузках. В результате ряд западных фирм выпустили на рынок свои версии подъемных кранов, полиспастные системы которых выполнены с применением канатов из синтетических волокон.

В период с 2016 по 2019 годы такие компании как Rolls-Royce и MacGregor представили свои версии судовых кранов, оборудованных синтетическими канатами (рис 1 а, б). Используемые канаты обладают нейтральной плавучестью, в результате чего на глубинах 2500-3000 метров грузоподъемность кранов увеличилась в 1,6 – 1,7 раз [8].

На выставке Bauma в марте 2019 г. в Мюнхене компания Liebherr представила новые модели безоголовочных башенных кранов серии ЕС-В, часть которых оснащена канатами из синтетического волокна [8].

Проведённые тесты показали, что малый вес синтетического каната позволяет увеличить грузоподъёмность на максимальном вылете стрелы до 20% по сравнению с кранами со стальными канатами [8]. По заявлению производителя данный канат весит в пять раз меньше своего металлического аналога, благодаря своей эластичности выдерживает в 13 раз больше циклов перегиба и обладает в 4 раза большим сроком службы [8]. Только за счёт уменьшенного собственного веса каната достигается 5% экономия энергии при производстве погрузочно-разгрузочных работ [8].

В начале 2020 года фирма Konecranes выпустила на рынок одноблочный кран с тельфером, оборудованным усовершенствованной полиспастной системой с синтетическим канатом [7]. Грузоподъёмность данных тельферов составляет 2-6,3 тонн, отмечается, что конструкция применяемого синтетического каната позволяет снизить вероятность возникновения критических дефектов в процессе эксплуатации [7].

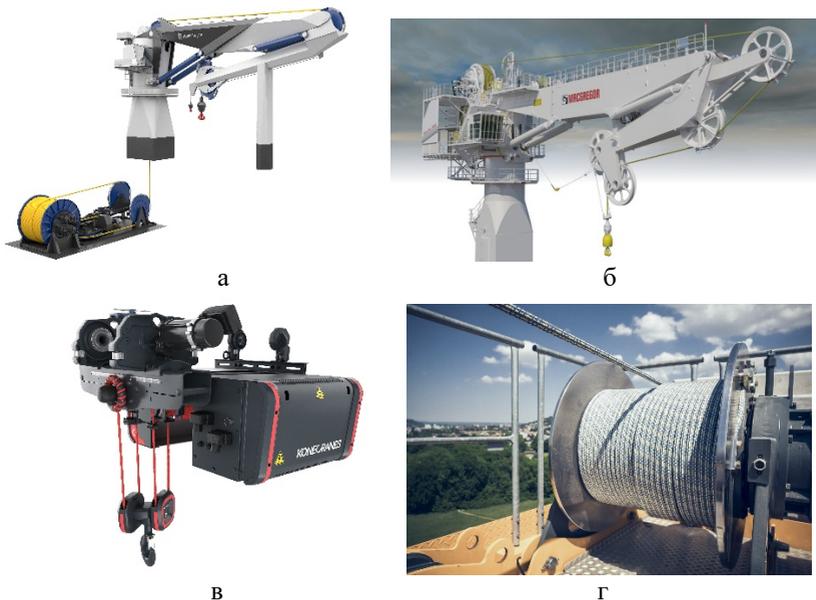


Рис. 1. Грузоподъёмные машины, оборудованные полиспастными системами с применением канатов из синтетических волокон: а – судовой кран фирмы Rolls-Royce; б – судовой кран фирмы MacGregor; в – канатный тельфер фирмы Konecranes; г – барабан механизма подъёма груза башенного крана фирмы Liebherr.

Приведённые примеры демонстрируют устойчивую тенденцию к дальнейшему развитию грузоподъёмных машин с синтетическими гибкими грузонесущими элементами, которая с большой вероятностью сохранится и в будущем. Описанные образцы машин уже поступили и на российский рынок, что создаёт необходимость создания нормативной, научной и методической базы для их эксплуатации.

Проведённый анализ нормативных документов показал, что технические характеристики и условия использования канатов из синтетических волокон нормируются двумя схожими по своему содержанию государственными стандартами [4, 5]. Наиболее поздний из них - ГОСТ ISO 9554-2013 является аутентичным переводом соответствующего международного стандарта и наиболее полно отражает современный технический уровень по данному вопросу. В указанном техническом документе содержатся требования к материалам и конструкции синтетических канатов, их маркировке, испытаниям и сертификации, приведена информация о возможных дефектах и критериях отбраковки изделий при эксплуатации. Однако приведённый стандарт имеет следующие недостатки:

1. Не содержит требований по определению коэффициента использования синтетического каната в зависимости от режима работы и типа грузоподъёмной машины.

2. Не содержит подробных рекомендаций по соотношению диаметра каната и диаметра применяющихся с ним блоков и барабанов. Отдельно указано, что отношение диаметра шкива к диаметру каната во всех случаях должно превышать 5 [5]. Однако в стандарте не указано, как это отношение может изменяться в зависимости от группы классификации режимов работы механизмов крана.

3. Отсутствуют чёткие рекомендации по конструкции канатно-блочных систем с синтетическими канатами.

Наличие перечисленных недостатков создаёт значительные трудности для использования указанного стандарта при подтверждении и оценке соответствия грузоподъёмных кранов с канатами из синтетического волокна требованиям Технического регламента Таможенного союза «О безопасности машин и оборудования». В связи с этим существует необходимость введения новых стандартов по указанной тематике, либо корректировки уже имеющихся с добавлением в них данных, относящихся к синтетическим канатам, что возможно только после проведения соответствующих научных исследований.

В настоящее время российские исследователи проводят работы по изучению особенностей взаимодействия синтетических канатов с эле-

ментами механизмов подъёма грузоподъёмных машин, оценке их ресурса и механических характеристик [1]. Во многих источниках [1, 2, 6] приведены данные по сравнительному анализу технических характеристик различных типов синтетических канатов. Согласно с данными, приведёнными в [6], современные синтетические канаты обладают хорошей сопротивляемостью ультрафиолетовому излучению, кислотам, щелочам и органическим растворителям, но температура их использования ограничена 130 °С. Отмечается, что канаты изготовленные из сверхмолекулярного полиэтилена высокой плотности обладают наилучшими механическими характеристиками, а прочность их отдельных нитей в 20 раз выше, чем у стальных проволок того же диаметра при сопоставимом весе [1].

При разрывных усилиях 16-38 кН стоимость канатов из синтетического волокна ниже, чем у стальных, при разрывных усилиях до 45 кН их цены сопоставимы [2]. Металлические канаты с высоким разрывным усилием (500-1000 кН) значительно дешевле своих синтетических аналогов [2].

Отдельно следует выделить следующие уникальные особенности синтетических канатов:

1. Свойства синтетических канатов определяются типом применяемой свивки. Синтетические канаты тросовой свивки (рис. 2 а) имеют высокую продольную эластичность. Так при нагрузке, равной половине разрывного усилия, относительное удлинение восьмипрядных канатов в зависимости от типа материала составляет 21-37% [6]. Эластичность плетёных канатов ниже, однако они обладают повышенной прочностью по сравнению с канатами тросовой (рис. 2 б) свивки при одинаковом коэффициенте заполнения поперечного сечения.

2. При ускоренном движении каната и его контакте с элементами полиспафта за счёт трения между отдельными волокнами может происходить повышение его температуры. В этом случае возникает вероятность повреждения отдельных участков каната, что следует учитывать при эксплуатации грузоподъёмной машины.

Следует особо отметить, что для закрепления концов синтетических канатов нельзя использовать широко распространённые в настоящее время зажимные и клиновые устройства. Их конструкция должна быть переработана для устранения возможности повреждения гибкого элемента в процессе закрепления или эксплуатации. Так же можно использовать новые системы крепления, разработанные непосредственно для взаимодействия с канатами из синтетического волокна. Примером этому может служить система, использованная фирмой Konecranes (рис.

3) [7]. Свободный конец каната закрепляется на специальной торообразной детали с канавками. Наличие сил трения между витками нагруженного каната и торообразной деталью позволяет надёжно зафиксировать канат без повреждения его структуры.

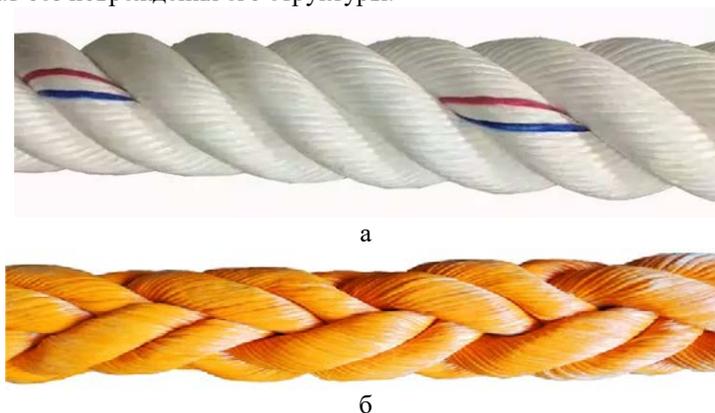


Рис. 2. Виды свивки синтетических канатов: а – тросовая свивка; б – свивка каната плетением



Рис. 3. Система фиксации конца синтетического каната, используемая на тельферах фирмы Konecranes [7]

В заключении можно сформулировать следующие выводы:

1. Синтетические канаты обладают рядом технических и эксплуатационных преимуществ перед стальными аналогами, которые способствуют заметному увеличению грузоподъёмности, снижению трудоёмкости монтажа и эксплуатации крановых систем. Данные факты определяют дальнейшее интенсивное внедрение синтетических канатов для использования в механизмах подъёма груза кранов с низкими и средними значениями грузоподъёмности.

2. Отсутствие устоявшейся нормативной базы, регламентирующей требования к синтетическим канатам, используемым в полиспастных системах грузоподъемных машин, создаёт сложности при проектировании механизмов подъема груза и сертификации отечественной и зарубежной продукции. Для поддержания конкурентоспособности отечественных производителей необходимо в обозримом будущем произвести разработку новых и корректировку имеющихся стандартов по данной тематике.

3. Использование синтетических канатов не требует значительной конструктивной переработки узлов и элементов механизмов подъема. Основные вводимые изменения касаются только систем крепления канатов к кановым механизмам и металлоконструкциям.

Список литературы

1. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Примак Л.В. Синтетические и органические канаты в механизмах подъема // Механизация строительства. 2017. №1. С 26-29.
2. Великанов Н.Л., Васильева В.А. Перспективы применения синтетических тросов на грузоподъемном оборудовании // Транспорт и сервис. 2018. №6. С 81-88.
3. Гончаров К.А., Денисов И.А. Универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. №1. С. 60-66.
4. ГОСТ 30055-93. Канаты из полимерных материалов и комбинированные. Технические условия. Введ. 1995-01-01. М.: Издательство стандартов, 1994. 42 с.
5. ГОСТ ISO 9554-2013. Канаты из волокон. Общие технические условия. Введ. 2016-01-01. М.: Стандартинформ, 2015. 25 с.
6. Евсеева, С.С. Сравнительный анализ характеристик синтетических канатов // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2008. № 3 (44). С 90-92.
7. Официальный сайт компании Konecranes [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.konecranes.com/ru-ru>. Дата обращения: 09.09.2020.
8. Павлов, И.С. Синтетическое сердце [Электронный ресурс]// Основные средства. 2019. URL: <https://os1.ru/article/21827-volokonnye-kanaty-noviy-etap-v-razviti-i-gruzopodemnyh-kranov-sinteticheskoe-serdtse> (дата обращения: 10.09.2020).
9. Goncharov K.A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure / Proc. of 2015 Int. Conf. on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (ME-ACS 2015): December 1-4, 2015 Tomsk Polytechnic University, IEEE Catalog Number: CFP1561Y-ART, 02- 15-NSAP.
10. Goncharov, K.A. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts / K.A. Goncharov, A.V. Grishin // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 022008.

УДК 625.76.08:621.317.39.084.2

**ДАТЧИК ОСЕВОГО УСИЛИЯ В КОНСТРУКЦИЯХ С ШАРОВЫМ
ШАРНИРОМ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Жулай В.А.¹, Устинов Ю.Ф.¹, Тюнин В.Л.¹, Кожжакин Е.В.¹

*ФГБОУ ВО Воронежский государственный технический
университет, г.Воронеж*

Испытания являются важной составной частью жизненного цикла строительных машин. В процессе натурных испытаний машин в реальных условиях эксплуатации определяются параметры действующих на их элементы рабочих нагрузок. Для машин, работающих в тяговом режиме важно знать величину продольного усилия, которая преодолевается за счет силы тяги развиваемой их двигателем. Разработанная конструкция датчика позволяет определять величину только осевого растягивающего усилия в конструкциях строительных машин с шаровым шарниром.

Ключевые слова: испытания, строительные машины, тензометрия.

**THE SENSOR AXIAL FORCE IN STRUCTURES WITH BALL JOINT
FOR CONSTRUCTION MACHINERY**

Zhulai V.A.¹, Ustinov Y. F., Tyunin V.L.¹, Kozhakin E.V.¹.

Voronezh State Technical University, Voronezh

Testing is an important part of the life cycle of construction machines. In the process of full-scale tests of machines in real operating conditions, the parameters of the operating loads acting on their elements are determined. For machines operating in traction mode, it is important to know the value of the longitudinal force, which is overcome by the thrust force developed by their engine. The developed design of the sensor allows you to determine the value of only the axial tensile force in the construction of construction machines with a ball joint.

Keywords: tests, construction machines, tensometry.

Испытания являются неотъемлемой частью процесса проектирования машины. Они проводятся, начиная с этапа технического проекта. По результатам испытаний делают коррекцию технической документации с целью дальнейшей оптимизации конструкции. Следует отметить, что такую коррекцию выполняют и в процессе эксплуатации машины, постоянно совершенствуя ее конструкцию, делая ее более конкурентоспособной.

Экспериментальные исследования позволяют получить наиболее полное представление как о работе как отдельных деталей, узлов и агрегатов, так и всей машине в целом. При испытаниях землеройно-транспортных машин обязательным является измерение их тяговых усилий для построения тяговой характеристики и измерения тягового сопротивления агрегатированного рабочего оборудования [1]. Следовательно, для этих машин важно знать величину продольного усилия, которая преодолевается за счет силы тяги развиваемой их двигателем.

Большинство видов рабочего оборудования землеройно-транспортных машин соединяется с базовой машиной или тягачом с помощью шаровых шарниров. В процессе работы машины этот элемент из-за наличия универсального шарнира принимает в пространстве различные положения по отношению к действующим на него внешним силам. Поэтому в общем случае на исследуемый элемент кроме интересующей нас продольной силы будут действовать поперечные силы, изгибающие и крутящий моменты. Величина крутящего момента определяется сопротивлением в шарнире.

Каждый из этих параметров в реальных условиях прямых измерений действует на датчик совместно со всеми остальными факторами и не может быть измерен в отдельности [1–3]. Интересующий нас единственный фактор из всего множества воздействующих это величина осевого растягивающего усилия. Следовательно, от датчика требуется, чтобы он выделил из всего множества действующих на него величин только ту, которая нам необходима, и «отстроился» от действия на него всех остальных величин, являющимися мешающими или помехами.

Разработанный тензодатчик предназначен для замера продольного усилия в элементах с шаровым шарниром строительных и дорожных машин.

Датчик относится к типу параметрических [4, 5]. В нем под действием измеряемого усилия упруго деформируется первичный чувствительный элемент с наклеенными тензорезисторами. В результате деформации омическое сопротивление рабочих тензорезисторов изменяется, что приводит к появлению в измерительной цепи электрического сигнала, пропорционального действующему усилию, который регистрируется милливольтметром или осциллографом.

Чтобы исключить влияние поперечных сил, изгибающих и крутящего моментов на измеряемое продольное усилие, в существующих конструкциях датчиков используются различные компенсационные схемы, основу которых составляют дополнительные тензорезисторы, наклеенные на исследуемый элемент и специальным образом включенные в общую измерительную схему [4, 5]. Для элементов с шаровым

шарниром эти компенсационные схемы не дают полного эффекта в виду того, что рабочие и компенсационные тензорезисторы изменяют свое положение по отношению к внешним действующим нагрузкам.

Разработанная конструкция датчика лишена отмеченного недостатка. Новый датчик (рис.1) включает в себя: 6 – палец шаровой, 4 – сердечник, 2 – шайбу конусную, 1 – гайку сферическую, 5 – полупроводниковые тензорезисторы (два – марки КТЭ-7Б и КТД-7Б).

Позицией 7 обозначено гнездо шарового пальца, образующее вместе с ним шаровый шарнир, а позицией 3 обозначен элемент машины, в которой определяется продольное усилие. Тензорезисторы 5 наклеены не на шаровый палец 6, а на дополнительную соединительную деталь – сердечник 4, воспринимающий только продольное усилие. Достигнуто это введением в конструкцию датчика двух дополнительных шаровых шарниров, один из которых образован сферической головкой сердечника 4 и внутренней конусной поверхностью шарового пальца 6, а другой – сферической гайкой 1 и конусной шайбой 2.

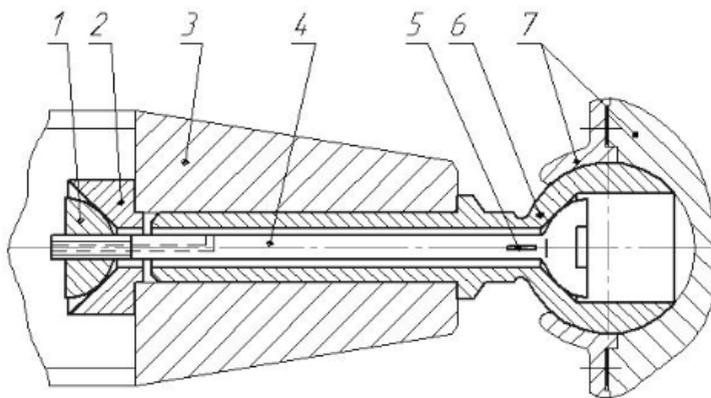


Рис. 1. Схема тензодатчика осевого усилия в конструкциях с шаровым шарниром

Таким образом, независимо от положения элемента 3 по отношению к внешним нагрузкам, действующим на него, тензодатчик замеряет только продольное усилие. Общая измерительная схема упрощается ввиду отсутствия дополнительных компенсирующих цепей. Точность замеров повышается, так как исключается влияние на продольное усилие поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов. Значительно сокращается время на обработку экспериментальных данных.

Разработанный датчик был внедрен при испытаниях опытного образца автогрейдера ГС-25.09 [6]. В этих машинах (рис.2) тензодатчик

устанавливался в шаровом шарнире 1, соединяющем тяговую раму 3 с основной балкой 2, и использовался для замера продольного усилия в раме 3, то есть тягового усилия на отвале 4.

В диапазоне измерения продольных усилий от 0 до 150 кН датчик имеет линейную статистическую характеристику.

Датчик прошел испытания на стенде под действием только продольной нагрузки и на автогрейdere под действием комбинации нагрузок и моментов. Показания датчиков фиксировались блоком регистрации измеряемых параметров с энергонезависимым персональным компьютером типа notebook. Регистрация производилась при помощи программы LGraph2, поставляемой в комплекте с модулем АЦП, которая осуществляет запись данных непосредственно на «жесткий» диск компьютера типа SDD [7–9].

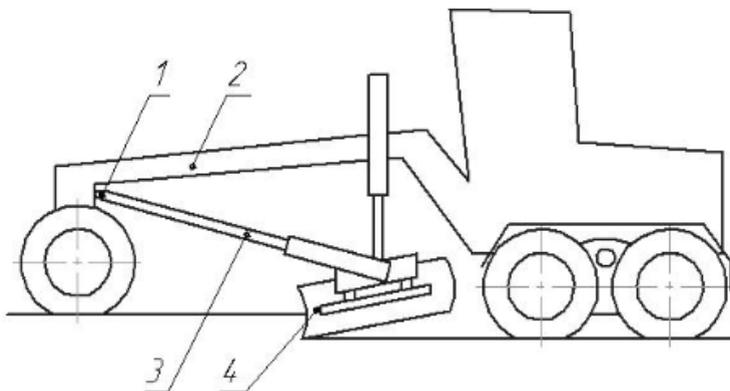


Рис. 2. Схема установки тезодатчика осевого усилия на автогрейdere

Метрологическая оценка результатов тарировочного коэффициента датчика при среднем его значении 1 кН/мм была получена следующая:

1) среднеквадратичное отклонение (стандарт) – на стенде 0,036 кН/мм, на автогрейdere 0,048 кН/мм;

2) коэффициент вариации – на стенде 0,036, на автогрейdere 0,048.

Выводы.

Разработанный датчик осевого усилия в конструкциях с шаровым шарниром позволяет исключить влияние поперечных сил, изгибающих и крутящего моментов на измеряемое продольное усилие сопротивле-

ния агрегатированного рабочего оборудования землеройно-транспортных машин необходимое для определения их тяговых усилий и построения тяговой характеристики.

Список литературы

1. Шарипов Л.Х. Исследование тяговых и эксплуатационных показателей автогрейдера ДЗ-146 / Л.Х. Шарипов, Ю.М. Бузин, В.А. Жулай / Строительные и дорожные машины, 1986. – № 10. – С. 4-5.
2. Жулай В.А. Режимы работы регулируемой гидрообъемной передачи в тяговом приводе автогрейдера / В.А. Жулай, В.И. Енин, А.А. Серов / Механизация строительства, 2008. – № 7. – С. 15-16.
3. Никулин П.И. К вопросу оценки тяговых качеств землеройно-транспортных машин / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин, В.А. Жулай / Строительные и дорожные машины, 1993. – № 2. – С. 22-23.
4. Поливаев О.И. Испытания сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок / О.И. Поливаев, О.М. Костиков; под общ. ред. О.И. Поливаева. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2015. – 291 с.
5. Виглеб Г. Датчики. Устройство и применение / Г. Виглеб: Пер. с нем. – М.: Мир, 1989. – 196 с.
6. Журавлев В.В. Исследование тяговых и эксплуатационных показателей автогрейдера ГС-25.09 / Журавлев В.В., Потапов А.П., Жулай В.А., Шарипов Л.Х., Скрипченко А.В., Кожакин Е.В. / Строительные и дорожные машины, 2014. – № 1. – С. 02-05.
7. Жулай В.А. Мобильная цифровая система для измерения и регистрации динамических нагрузок в землеройно-транспортных машинах / В.А. Жулай, А. В. Василенко, А.В. Крестников / Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Высокие технологии. Экология, 2014. – № 1. – С. 177 – 180.
8. Жулай В.А. Комплект мобильной цифровой аппаратуры для обеспечения проведения экспериментальных исследований землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, А.В. Василенко, В.Л. Тюнин, А.В. Крестников / Механизация строительства, 2015. – № 8 (854). – С. 14-16.
9. Жулай В.А., Кожакин Е.В. Аппаратура цифровой измерительной системы для экспериментальных исследований землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, Е.В. Кожакин / Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Высокие технологии. Экология, 2018. – № 2. – С. 126-128.

УДК 629.1-46:622.6

ЭРГОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ САНИТАРНЫХ АВТОБУСОВ ДЛЯ ГОРНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ

Звездов М.А.¹

1. Государственный научный центр Российской Федерации

Центральный ордена Трудового Красного Знамени Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (ФГУП «НАМИ»), г. Москва

В работе предложена математическая модель движения санитарного автобуса для горно-спасательных подразделений по заданному маршруту, приведены результаты исследования и рекомендации по итогам испытаний.

Ключевые слова: санитарный автобус, подвеска, система поддрессоривания, носилки, вибронегруженность, виброускорения.

ERGONOMIC INDICATORS OF AMBULANCE BUSES FOR MOUNTAIN RESCUE UNITS

Zvezdov M.A.¹

*1. State Research Center of the Russian Federation
Central scientific research automobile and automotive engine institute
"NAMI", Moscow*

The paper offers a mathematical model of the movement of a sledge bus for mountain rescue units along a given route, provides research results and recommendations on the results of tests.

Keywords: ambulance bus, suspension, springing system, stretcher, vibration load, vibration acceleration.

При возникновении аварий в горно-добывающей промышленности необходим транспорт, предназначенный для перевозки большого количества лежачих пострадавших. На базе серийных городских автобусов разработаны санитарные автобусы, в которых вместо сидений установлено типовое санитарное оборудование (ТСО), включающее в себя носилки и элементы их крепления к кузову автобуса. Переоборудование автобусов в санитарные обеспечивает перевозку большого количества лежачих пострадавших. Помимо эвакуационности, также необходима щадящая перевозка пострадавших в медицинское учреждение. Эргономические показатели, такие как плавность хода автобуса и поддрессоривание носилок, на которых размещаются пострадавшие, значительно влияют на скорость движения и здоровье пострадавших.

Степень вибронегруженности автомобиля в основном зависит от параметров и качества подвески (системы поддрессоривания), которая обеспечивает упругое соединение несущей системы с колесами, выполняет функцию снижения динамических нагрузок и обеспечения равномерного распределения их на опорные элементы при движении, служит

для повышения тяговых качеств машины. Это значит, что при анализе колебаний автомобиля необходимо, в первую очередь, решить задачи проектирования и расчета системы поддрессирования.

Р.В. Ротенберг, Н.Н. Яценко, Я.М. Певзнер исследовали колебания многомассовых систем. Благодаря результатам их научных работ появилась возможность анализировать влияние неподдрессированных масс, однако, дорожная поверхность принималась как некая детерминированная неровность.

Несколько позже Р.В. Ротенберг, А.А. Силаев, А.И. Гришкевич, М. Mitshke и др. применили к расчету автомобиля и его агрегатов, в частности, речь идет о системе поддрессирования, теорию случайных функций, что дало возможность рассматривать уже более реальный профиль дорожной поверхности.

В работах А.А. Силаева подробно рассматривается спектральная теория поддрессирования транспортных машин и ее применение к решению практических задач плавности хода. Рассматривается плоская система на нескольких опорах при вертикальных и продольно – угловых колебаниях и плоская система при поперечных колебаниях. Предполагается, что автомобиль движется по конкретному типу дорог и с постоянной скоростью. Автор, предполагая известным параметр жесткости подвески, предлагает найти оптимальный параметр демпфирования, исследуя уравнение среднеквадратического отклонения на экстремум. При этом учитываются такие условия как вероятность пробивания подвески, то есть удары в ограничители хода, и вероятность отрыва колеса от грунта. Также с помощью методов фазовых диаграмм и статистической линеаризации рассмотрены системы с линейным упругим элементом и упругими ограничителями хода колес, то есть нелинейные системы поддрессирования, которые в вопросах плавности хода способны наиболее точно описать поведение автомобиля при воздействии на него различного рода дорожных неровностей.

На основании работ [1–6] были сформулированы следующие задачи исследования.

1. Разработать математическое описание движения автобуса по характерному маршруту.
- 2.
3. Оценить вибронегруженность элементов крепления носилок и мест размещения раненых.
- 4.
5. Разработать предложения по конструкции и параметрам системы поддрессирования для автобуса.

С учетом рекомендаций вышеуказанных авторов разработаем математическую модель движения санитарного автобуса.

Для построения математической модели движения санитарного автобуса разработана расчетная схема, представленная на рисунке 1.

Модель представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные и продольно-угловые колебания подрессоренных масс динамической модели в результате действия эксплуатационных кинематических и силовых возмущений при движении автобуса по поверхностям с разным профилем неровностей.

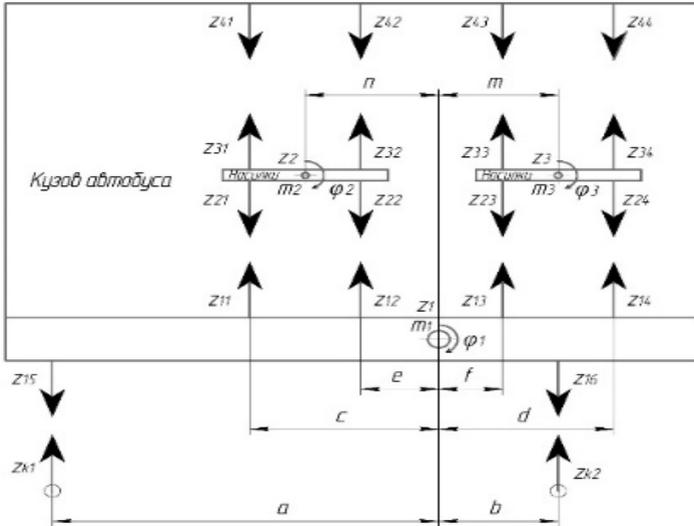


Рис. 1. Расчетная схема размещения носилок в санитарном автобусе

Уравнения, описывающие вертикальные колебания, имеют вид

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 - [C_1(z_{15} - z_{k1}) + k_1(\dot{z}_{15} - \dot{z}_{k1})] + [C_2(z_{16} - z_{k2}) + k_2(\dot{z}_{16} - \dot{z}_{k2})] - \\ - [C_3(z_{21} - z_{11}) + k_3(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{11})] - [C_4(z_{22} - z_{12}) + k_4(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{12})] + \\ + [C_5(z_{23} - z_{13}) + k_5(\dot{z}_{23} - \dot{z}_{13})] - [C_6(z_{24} - z_{14}) + k_6(\dot{z}_{24} - \dot{z}_{14})] + \\ + [C_7(z_{41} - z_{31}) + k_7(\dot{z}_{41} - \dot{z}_{31})] - [C_8(z_{42} - z_{32}) + k_8(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{32})] + \\ + [C_9(z_{43} - z_{33}) + k_9(\dot{z}_{43} - \dot{z}_{33})] - [C_{10}(z_{44} - z_{34}) + k_{10}(\dot{z}_{44} - \dot{z}_{34})] = m_1 g; \\ m_2 \ddot{z}_2 + [C_3(z_{21} - z_{11}) + k_3(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{11})] + [C_4(z_{22} - z_{12}) + k_4(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{12})] + \\ + [C_5(z_{23} - z_{13}) + k_5(\dot{z}_{23} - \dot{z}_{13})] + [C_6(z_{24} - z_{14}) + k_6(\dot{z}_{24} - \dot{z}_{14})] + \\ + [C_7(z_{41} - z_{31}) + k_7(\dot{z}_{41} - \dot{z}_{31})] + [C_8(z_{42} - z_{32}) + k_8(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{32})] + \\ + [C_9(z_{43} - z_{33}) + k_9(\dot{z}_{43} - \dot{z}_{33})] + [C_{10}(z_{44} - z_{34}) + k_{10}(\dot{z}_{44} - \dot{z}_{34})] = m_2 g. \end{aligned} \right.$$

Здесь m_i – i -я подрессоренная масса; $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$ – соответственно вертикальные перемещения, скорости и ускорения i -й подрессоренной массы; C_i – i -я жесткость связи; k_i – i -й коэффициент демпфирования; $a, b, c, d, e, f, h, k, n$ – геометрические параметры элементов; g – ускорение силы тяжести.

Для оценки уровня внешних воздействующих факторов было проведено моделирование движения санитарного автобуса на примере автобуса ЛиАЗ-529365 в типовых условиях эксплуатации в составе авто-санитарных колонн. При этом для определения виброускорений, воздействующих на ТСО и места размещения пострадавших, исследовался наиболее сложный с точки зрения вибронгруженности автобуса участок маршрута – участок профилированного булыжника длиной 500 м.

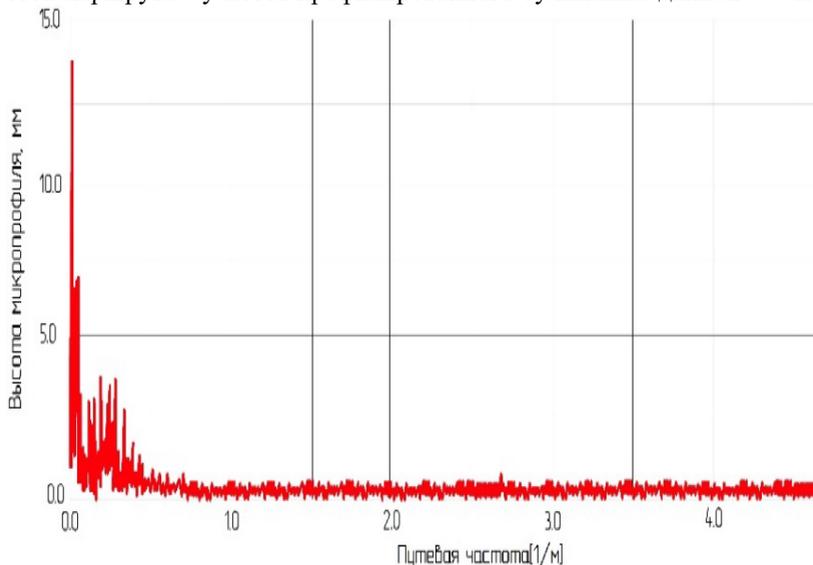


Рис. 2. Спектральная плотность микропрофиля опорной поверхности

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы:

- 1) максимальные виброускорения в точках крепления ТСО к кузову автобуса во всех направлениях достигают $0,05 \text{ м/с}^2$;
- 2) максимальные виброускорения в точках крепления ТСО к полу автобуса во всех направлениях достигают $0,05 \text{ м/с}^2$;
- 3) максимальные виброускорения в точках крепления носилок возникают в поперечной плоскости и составляют $25 - 30 \text{ м/с}^2$ ($2,5 - 3,0 \text{ g}$), в вертикальной плоскости 25 м/с^2 ($2,5 \text{ g}$) и в горизонтальной $10 - 15 \text{ м/с}^2$ ($1,0 - 1,5 \text{ g}$).

В ходе исследования получены графики виброускорений в шести точках крепления ТСО к стойкам кузова автобуса. Виброускорения по оси X представлены на рисунке 3.

Исходя из полученных результатов, видно, что вибронгрузки превышают допустимые значения. Поэтому необходимо усовершенствовать систему поддрессоривания ТСО и разработать рекомендации для снижения жесткости подвески автобусов.

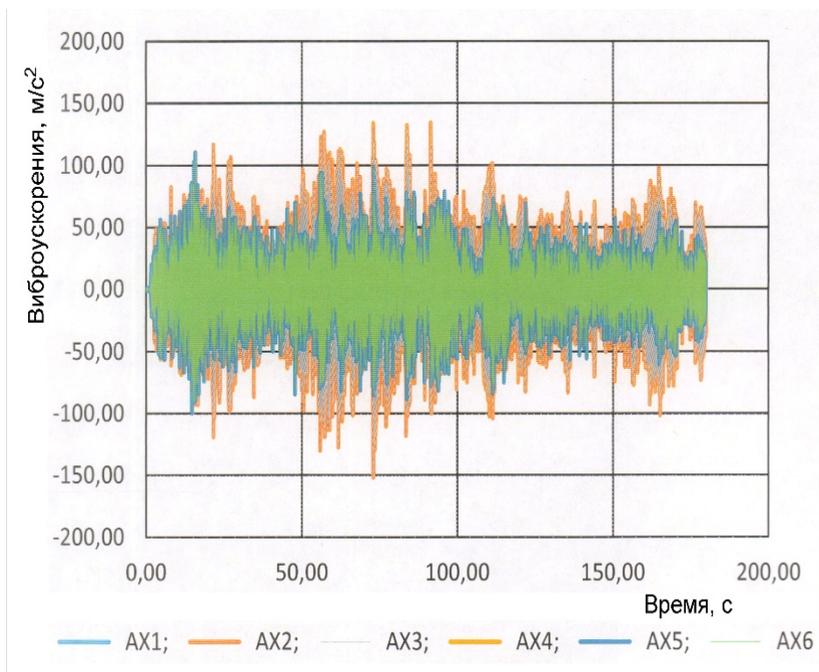


Рис. 3. Виброускорения по оси X в точках крепления ТСО к стойкам кузова автобуса

Список литературы

1. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение. 1972, –192 с.
2. Ротенберг Р.В. Теория подвески автомобиля. – М.: Машгиз, 1951. –214 с.
3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
4. Шеховцов В.В., Победин А.В., Косов О.Д., Шеховцов К.В. Анализ и классификация технических решений виброизоляторов подвески кабины // матер. все-

рос. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию начала подгот. инж. по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана (25-26 дек. 2009 г.) / ГОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". – М., 2010 – С. 181–184.

5. А. с. 1164096 СССР, М.К.И.³ В 60 N 1/02. Активная подвеска сиденья транспортного средства / Ю.И. Чупраков (СССР). – №3722931; заявл. 06.04.84; опубл. 30.06.85, Бюл. № 24. – 5 с.: ил.

6. А. с. 1036975 СССР, М.К.И. F 16 F 11/00. Гидравлический демпфер / И.К. Чирков, С.С. Грибов, И.Ф. Бубнов, М.Б. Липкин; Могилевский ПКТИ СТО АиМ. – № 3432788/25-28; заявл. 06.05.82; опубл. 23.08.83, Бюл. № 31.

УДК 621.879

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИБКОГО ЛЕНТОЧНОГО НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ НАМЕРЗАНИЯ ГРУНТА

Зеньков С.А.¹, Дрюпин П.Ю.¹

1. ФГБОУ ВО Братский государственный университет, г. Братск

В данной статье рассмотрен ленточный нагревательный элемент – лента углеродная нагревательная гибкая (ЛУНГ). Произведен обзор ленты ЛУНГ. Представлены результаты экспериментальных исследований нагрева имитатора ковша и построены температурно-временные характеристики ленты ЛУНГ. Произведены исследования по воздействию нагрева имитатора ковша лентой ЛУНГ на усилие сдвига грунта.

Ключевые слова: гибкий нагревательный элемент, адгезия, связный грунт, напряжение сдвига.

THE USE OF A FLEXIBLE TAPE HEATING ELEMENT TO REDUCE SOIL FREEZING

Zenkov S.A.¹, Dryupin P.Yu.¹

1. Bratsk State University, Bratsk

This article discusses a tape heating element - flexible carbon heating tape (LUNG). A review of the LUNG tape was made. The results of experimental studies of heating the bucket simulator are presented and the temperature-time characteristics of the LUNG belt are constructed. Research has been carried out on the effect of heating the bucket simulator by the LUNG belt on the soil shear force.

Keywords: flexible heating element, adhesion, cohesive soil, shear stress

Если в Ваших условиях необходим термоэлемент со сложной геометрией, малой массой, минимальной толщиной и возможностями изгиба в различных плоскостях, то ленточные гибкие нагревательные элементы идеально подходят для этого. Они обладают широким спектром применения в промышленности, машиностроении, военном приборостроении. Также их применяют там, где нужна стабильность температуры в заданном диапазоне, надёжность, минимальное поперечное сечение, устойчивость к износу, оптимальные стоимостные характеристики и там, где гибкость имеет решающее значение [1-14].

В роли нагревательного элемента выступает лента ЛУНГ (лента углеродная нагревательная гибкая). Ее применяют для: подогрева трубопроводов; подогрева технологического оборудования с плоскими поверхностями и сложной геометрической формой; используют в электронагревательных изделиях в качестве нагревательного элемента. Лента ЛУНГ (рис. 1) состоит из нагревательного элемента, изготовленного из волокнистого углеродного материала, электроизолирующего стеклотканного чехла, дублированного слоем силиконового материала. Для подключения питающего напряжения к ленте имеются низкотемпературные выводы, соединённые с нагревательным элементом и выполненные медным проводом в термостойкой изоляции. Кроме этого нагревательный элемент и концевые заделки герметизированы для защиты от воздействия внешней среды [8].



Рис. 1. Лента углеродная нагревательная гибкая
Технические характеристики ЛУНГ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Технические характеристики ЛУНГ

Номинальная мощность, Вт	750
Удельная мощность, Вт/м	150
Номинальное напряжение питания, В	220
Температура поверхности, °С	250
Длина, мм	5000
Ширина, мм	60
Толщина активной части, мм	Не более 1
Толщина в зоне контактов, мм	Не более 4

Лентой ЛУНГ был произведен нагрев металлической пластины, которая имитирует рабочий орган землеройной машины. Нагрев производился при положительной ($T=+20\text{ }^{\circ}\text{C}$) и отрицательной ($T=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) температуре. Продолжительность нагрева в обоих случаях составляла $t=10$ мин. В таблице 2 представлена зависимость нагрева имитатора ковша от продолжительности нагрева.

Таблица 2

Зависимость нагрева имитатора ковша от продолжительности нагрева

	Температура нагрева ленты, в зависимости от продолжительности нагрева, $^{\circ}\text{C}$									
Продолжительность нагрева, мин	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
При температуре окр. среды $T=+20\text{ }^{\circ}\text{C}$	23	27	32	38	41	46	49	53	58	60
При температуре окр. среды $T=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	7	12	17	21	26	29	32	35	37	40

Математическая обработка экспериментальных данных для однофакторных зависимостей выполнена при помощи программы MODEL. Для получения уравнений регрессии использовалась функция $y = C_0 + C_1 \cdot x + C_2 \cdot x^2$.

Получены следующие однофакторные уравнения регрессии:

- при температуре окружающей среды $T=+20\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$y = 17,4333 + 5,2833 \cdot x - 0,0985 \cdot x^2$$

- при температуре окружающей среды $T=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$y = 1,4167 + 5,7492 \cdot x - 0,1932 \cdot x^2$$

В программе Microsoft Excel была построена температурно-временная характеристика нагрева имитатора ковша лентой ЛУНГ. Данная зависимость представлена на рисунке 2.

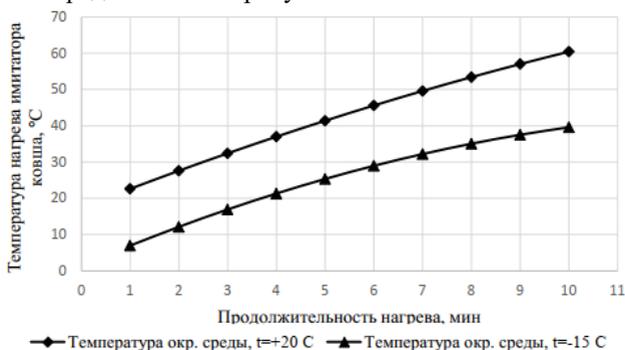


Рис. 2. Зависимость нагрева ковша от продолжительности нагрева

На специальном сдвиговом стенде [9, 10] был проведен эксперимент по определению усилия сдвига при нагревании поверхности контакта лентой ЛУНГ. Эксперимент проводился при постоянных параметрах: температура окружающей среды (-15 °С), продолжительности контакта грунта с металлом, без нагрева (10,5 мин), весовая влажность грунта (12,5 %), дисперсность грунта ($7 \cdot 10^{-3}$ мм). Переменными параметрами являлись номинальное давление на грунт и продолжительность нагрева. В таблице 3 представлены результаты эксперимента.

Таблица 3

Результаты измерения сдвига при номинальном давлении на грунт 10, 20 и 30 кПа

Продолжительность нагрева, мин	Результаты замеров			Среднее усилие с тепловым воздействием, кг
	1-ый замер	2-ой замер	3-ий замер	
Номинальное давление на грунт 10 кПа				
Без нагрева	36,2	42,5	40,1	39,6
3	10,2	11,7	11,3	11,1
5	9,9	10,3	10,7	10,3
7	9,2	8,8	6,1	8,3
Номинальное давление на грунт 20 кПа				
Без нагрева	60,3	57,4	59,2	58,9
3	20,7	22,1	19,7	20,8
5	14,2	14,5	13,7	14,1
7	13,8	13,1	13,4	13,4
Номинальное давление на грунт 30 кПа				
Без нагрева	102,5	130,8	112,3	115,2
3	28,0	29,2	30,3	29,2
5	19,5	19,2	18,8	19,2
7	17,1	16,7	16,2	16,7

По полученным данным, в программе Microsoft Excel были построены: график зависимости усилия сдвига от номинального давления на

грунт (рисунок 3) и график зависимости усилия сдвига от продолжительности нагрева имитатора ковша (рисунок 4).

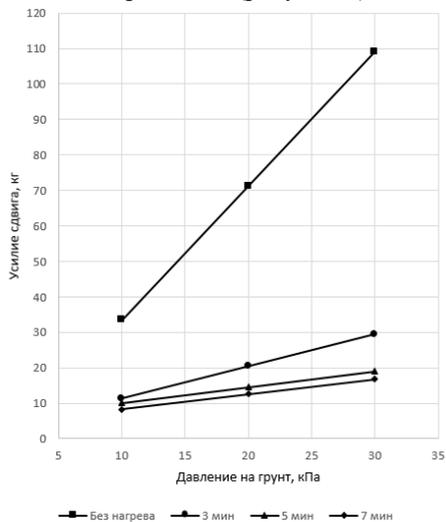


Рис. 3. График зависимости усилия сдвига от номинального давления на грунт при использовании ленты ЛУНГ

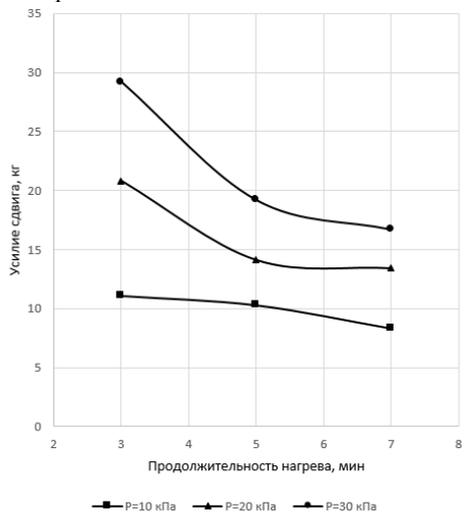


Рис. 4. График зависимости усилия сдвига от продолжительности нагрева имитатора ковша лентой ЛУНГ

Закключение. На основе полученных экспериментальных данных, можно сделать вывод, что при использовании нагревательной ленты

ЛУНГ, усилие сдвига уменьшается в 2,8...6,9 раза. Максимальное снижение усилия сдвига зафиксировано при номинальном давлении на грунт 30 кПа и продолжительности нагрева 7 мин, усилие сдвига уменьшилось на 85,5%.

Список литературы

1. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.
2. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Кутимский Г.М. Использование электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механика XXI века. 2014. №13. с. 156-160.
3. Зеньков С.А., Жидовкин В.В., Ничаев А.Н., Курмашев Е.В. Применение оборудования теплового воздействия для снижения адгезии грунтов // Механика XXI века. 2010. №9. с. 129-132.
4. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С. Эффективность гибких нагревательных элементов для борьбы с адгезией грунтов к землеройным машинам // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 1. с. 134-137.
5. Зеньков С.А., Батуро А.А. Комбинированное устройство снижения адгезии грунта к ковшу экскаватора // Механика XXI века. 2007. № 6. с. 76-78.
6. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С., Банщиков М.С. Исследование влияния теплового воздействия на адгезию грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механика XXI века. 2013. № 12. с. 228-232.
7. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Елохин А.В., Дэлэг Д. Перспективы применения гибких нагревательных ленточных элементов для снижения адгезии грунта к рабочим органам ковшовой типа // Механика XXI века. 2009. № 8. С. 164-167.
8. Лента углеродная нагревательная гибкая: технические характеристики и предназначение [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://elkadm.ru/?page=4.html>
9. Зеньков С.А., Кобзов Д.Ю., Курмашев Е.В. Стенд сдвиговый // патент на изобретение RUS 2460989 28.09.2010.
10. Баловнев В.И., Бакатин Ю.П., Зеньков С.А., Журавчук С.В. Сдвиговой стенд // патент на изобретение RUS 1310696 12.12.1985.
11. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Journal of Terramechanics 36 (1999) P. 39-49.
12. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Баев А.О., Дрюпин П.Ю. Определение мест установки электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 195-202.
13. Зеньков С.А., Игнатъев К.А. Влияние ультразвукового воздействия на адгезию грунтов к рабочим органам землеройных машин // Системы. Методы. Технологии. 2012. № 2 (14). С. 43–45.

14. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Определение рациональных параметров оборудования теплового действия к рабочим органам землеройных машин для разработки связных грунтов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. Т. 2. № 2 (71). С. 124–129.

УДК 62-522.2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ГИДРОПРИВОДА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

Конев В.В.¹, Мерданов Ш.М.¹

1. ФГБОУ ВО Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

При работе строительного-дорожных машин в условиях Севера возникает проблема тепловой подготовки гидропривода. Гидросистема машин имеет большую протяженность, разветвленность, содержит большой объем жидкости. Это затрудняет ее тепловую подготовку. Поэтому рассмотрена модернизация гидросистемы включением в нее малого гидробака, позволяющего ускорить процесс тепловой подготовки гидропривода строительного-дорожных машин.

Ключевые слова: гидропривод, система тепловой подготовки гидропривода, гидропривод строительного-дорожных машин.

IMPROVEMENT OF THERMAL PREPARATION OF HYDRAULIC DRIVE OF CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

Konev V.V.¹, Merdanov Sh.M.¹

1. Tyumen Industrial University, Tyumen

When road-building machines operate in the North, the problem of thermal preparation of the hydraulic drive arises. The hydraulic system of machines has a large length, ramification, contains a large volume of liquid. This makes it difficult to prepare heat. Therefore, the modernization of the hydraulic system by including a small hydraulic tank in it is considered, which makes it possible to accelerate the process of thermal preparation of the hydraulic drive of road construction machines.

Keywords: hydraulic drive, thermal preparation system of hydraulic drive, hydraulic drive of road construction machines.

Строительство, эксплуатация нефтегазовых объектов осуществляется с использованием строительно-дорожных машин (СДМ). Экскаваторы, бульдозеры, погрузчики участвуют в строительстве дорог, насыпей, траншей – обеспечении функционирования нефтегазового комплекса [1].

Работа СДМ проводится при различных природно-климатических условиях, основными из которых являются низкие отрицательные температуры и сильные ветра, характерные для северных территорий России [2, 3]. Это приводит к снижению эксплуатационных показателей СДМ по производительности, эффективности работы, т.к. снижается время их работы на строительных объектах, простой техники из-за необеспечения теплового состояния агрегатов и систем машин.

Современные СДМ оснащены объемными гидроприводами с системами их управления в автоматизированном режиме и рекуперации их работы. Без обеспечения их оптимального теплового состояния объемный гидропривод исполнительных элементов машины не начнет работу. В соответствие с этим возникает необходимость тепловой подготовки гидропривода СДМ.

Распределение количества теплоты Q_o или энергии, выделяющейся при сгорании топлива в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) описывается следующей формулой теплового баланса:

$$Q_o = Q_e + Q_v + Q_r + Q_n + Q_{ост} ,$$

где, Q_o – общее количество теплоты от сгорания топлива в ДВС; Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе ДВС; Q_v – теплота, отводимая водяной системой охлаждения ДВС; Q_r – теплота отработавших газов ДВС; Q_n – потери теплоты из-за неполного сгорания топлива в ДВС (они незначительны и включаются в остаточный член теплового баланса ДВС); $Q_{ост}$ – количество теплоты от неучтенных потерь.

Расчет теплового баланса ДВС и результаты предшествующих исследований показывают, что с отработавшими газами ДВС отводится до 40 % теплоты. В соответствие с этим целесообразно использовать данное тепло в системах утилизации тепла для тепловой подготовки гидропривода СДМ в автономном режиме. При этом в ранее предлагаемых системах утилизации тепла необходимо изменение конструкции штатного гидробака, они имеют большое время тепловой подготовки гидробака [4].

Для устранения указанных недостатков предлагается система тепловой подготовки гидропривода, в которой используется малый гид-

робак (рисунок 1) [5]. Он встраивается в штатную систему гидропривода. Это позволяет прогревать не весь объем гидробака СДМ (к примеру, объем гидробака одноковшового экскаватора Cat 330 составляет 310 литров, Hitachi 330 – 156 литров), а его 10- 20 %, размещенного в малом гидробаке. Данного объема рабочей жидкости достаточно для прогрева системы управления гидроприводом и постепенного прогрева гидрооборудования СДМ.

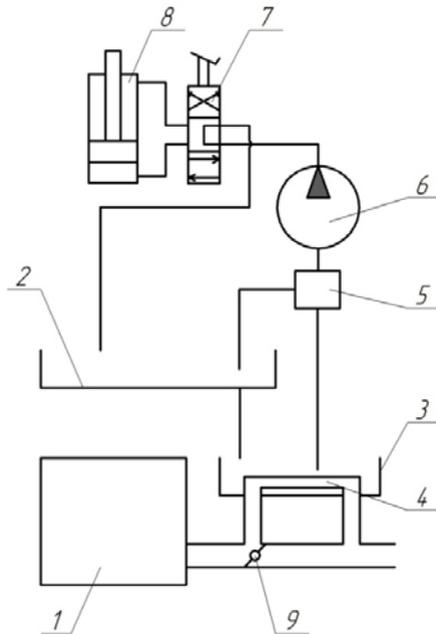


Рис. 1. Гидросхема прогрева гидропривода СДМ с использованием малого гидробака

Малый гидробак 3 и штатный гидробак 2 соединены между собой двумя гидролиниями. Малый гидробак 3 и штатный гидробак 2, соединены гидролиниями с гидронасосом 6 через золотник 5. Гидронасос 6 соединён с гидродвигателем 8 через гидрораспределитель 7. Теплообменник 4 малого гидробака соединён с ДВС 1 через выхлопную систему с дроссельной заслонкой 9.

Рассмотри расчетную схему малого гидробака в системе тепловой подготовки гидропривода (рисунок 2) [6].

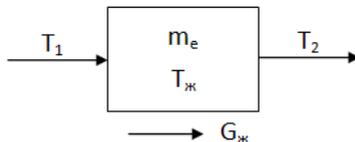


Рис. 2. Расчетная схема малого гидробака

где, m_e - масса рабочей жидкости, содержащейся в малом гидробаке, кг;
 $G_{ж}$ - массовый расход потока рабочей жидкости, проходящей через малый гидробак при теплообмене, кг/с;

$T_1, T_2, T_{ж}$ - температура рабочей жидкости соответственно на входе в малый гидробак, на ее выходе и непосредственно в малый гидробак, К.

Тепловое равновесие в малом гидробаке сохраняется в соответствии с равенством интенсивности снижения (повышения) теплового потенциала массы жидкости m_e в малом гидробаке $Q_{ж}$. При этом:

$$Q_{п} = \mp c_{ж} G_{ж} (T_1 - T_2), \text{ кВт};$$

$$Q_{ж} = \pm c_{ж} m_e T_{ж}, \text{ кВт}.$$

Предложенная система позволяет оптимизировать время тепловой подготовки гидропривода СДМ. Это приведет к увеличению полезного времени работы СДМ и, следовательно, производительности машин.

Список литературы

1. Мерданов Ш. М. Механизированные комплексы для строительства временных зимних дорог: научное издание / Ш. М. Мерданов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. – 195 с.
2. Карнаухов Н. Н. Приспособление строительных машин к условиям Российского Севера и Сибири / Н. Н. Карнаухов. – Москва: Недра, 1994. – 351 с.
3. Захаров Н. С. Влияние сезонных условий на процессы изменения качества автомобилей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук/ Н.С. Захаров; ТюмГНГУ. – Тюмень: [б. и.], 2000. – 40 с.
4. Конев В. В. Совершенствование системы предпусковой тепловой подготовки двигателя землеройной машины (на примере двигателя экскаватора ЭО-4121А): 05.05.04 : дис. ... канд. техн. наук / В. В. Конев; ТюмГНГУ. – Тюмень, 2002. – 137 с.
5. Пат. 2559227 Российская Федерация, МПК F02N 19/04. Система прогрева гидропривода СДМ с использованием малого гидробака: № 2014128725/06; заявл. 11.07.14; опубл. 10.08.15 / Конев В. В., Мерданов Ш. М., Карнаухов Н. Н.,

Половников Е. В., Созонов С. В. ; патентообладатель ФГБОУ ВПО Тюменский государственный нефтегазовый университет (ТюмГНГУ).

6. Вашуркин И. О. Тепловая подготовка строительных машин в условиях сурового климата / И. О. Вaшуркин. – СПб.: Наука, 2005. – 238 с.

УДК 621.928.26

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ПРОСЕИВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВАЛКОВЫХ ГРОХОТОВ

Кондратьев А.В.¹, Смородов С.П.¹, Кочкян С.М.¹, Павлов Ю.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь

Рассмотрены технические средства повышения просеивающей способности валковых грохотов для фракционирования гравия и щебня. Представлены результаты сравнительных исследований работоспособности валкового грохота с подвижными фартуками и без них. Доказана эффективность применения подвижных фартуков и круглых дисков на валковом грохоте.

Ключевые слова: валковый грохот, диски, фартуки, гравий, эффективность.

ON THE ISSUE OF INCREASING THE SIFTING CAPACITY OF ROLLER SCREENS

Kondratiev A.V.¹, Smorodov S.P.¹, Kochkanyan S.M.¹, Pavlov Y.N.¹

Tver State Technical University, Tver

Technical means of increasing the screening capacity of roller screens for fractionation of gravel and crushed stone are considered. The results of comparative studies of the efficiency of the roller screen with and without movable aprons are presented. The efficiency of using movable aprons and round disks on a roll screen is proved.

Keywords: roller screen, disks, aprons, gravel, efficiency.

Строительство автомобильных дорог, дорожных развязок, различных сооружений и зданий требует производства большого количества каменных материалов - гравия и щебня. Количественные и качественные показатели процесса добычи и переработки нерудных строительных материалов во многом определяются эффективностью фракционирования зерен каменистой массы на разделительных устройствах различного типа. Для этих целей в последнее время на дробильно-сортировочных комплексах иностранных фирм все чаще стали использоваться валковые грохоты, которые обладают высокой производительностью,

обеспечивая качественную классификацию материала [1,2]. Однако говорить о массовом их применении на дорожно-строительных машинах пока еще преждевременно, что говорит о необходимости дальнейшего совершенствования процесса разделения компонентов разделяемых смесей на валковых грохотах. Поэтому изыскание способов повышения просеивающей способности устройств валкового типа могло бы содействовать более широкому внедрению их в дорожно-строительные комплексы по производству гравия и щебня.

С этой целью было предложено над поверхностью многогранных дисков валкового сита устанавливать подвижные фартуки (резиновые экраны), которые обеспечивали бы не только ускоренное прохождение частиц в промежутках между дисками, но и повышали надежность транспортирования материала по вращающимся дискам [3,4].

Экспериментальные исследования процессов грохочения выполнялись на стенде валкового сита (рис. 1) со следующими основными характеристиками: длина и ширина сита 1,3м и 0,15м соответственно; форма диска – восьмигранная; рабочий «просвет» между дисками – 0,02м; частота вращения валов с дисками – 40 ... 120 об/мин; ширина и высота фартуков 0,12м и 0,22м; расстояние между фартуками – 0,15 ... 0,6м; скорость фартуков – 0,28 ... 0,64м/с. В качестве каменного материала использовалась гравийная смесь, которая подавалась на грохот с ленточного транспортера. Под валковым ситом располагались емкости для просеянного продукта, а под последним валом устройства устанавливался ящик для материала верхнего класса.



Рис. 1. Экспериментальный стенд валкового грохота

Сравнительные показатели эффективности грохочения гравия в зависимости от величины подачи материала на сито представлены на рисунке 2, где наблюдается очевидное преимущество грохота с фартуками, на котором результативность просеивания материала существенно выше. Причем следует отметить, что с увеличением подачи материала эффективность на грохоте с фартуками падает менее заметно

по сравнению с устройством без фартуков. Это объясняется тем, что фартуки прерывают траекторию отбрасывания частиц от многогранных дисков, способствуя тем самым увеличению времени их нахождения на поверхности сита с последующим ускоренным просеиванием.



Рис. 2. Зависимость эффективности грохочения гравия от подачи гравия на валковое сито: 1 – без фартуков; 2 – с фартуками

С увеличением подачи материала на просеивающую поверхность время процесса разделения увеличивается на обоих устройствах (рис. 3). При этом время процесса грохочения на устройстве с фартуками заметно ниже по отношению к ситю без фартуков во всем диапазоне изменения подачи гравия от 1,87 до 5 кг/с. Так если с увеличением подачи материала на устройстве без фартуков время процесса увеличилось почти в 4 раза (кривая 1), то на грохоте с фартуками только в два раза (кривая 2). Это, в свою очередь, объясняется повышением надежности перемещения материала по валковому ситю, который транспортируется не только за счет взаимодействия с многогранными дисками, но и за счет контакта с подвижными фартуками.

Влияние конструктивных и кинематических параметров подвижных фартуков на результативность работы валкового сита представлено на рисунке 4, из которого можно заключить, что чем меньше расстояние между фартуками, тем выше эффективность просеивания гравия на сите (линия - 1). Наилучшие показатели эффективности были получены при расстоянии между фартуками $l = 0,15$ м. Повышение скорости движения фартуков сначала приводит к увеличению эффективности E , а затем к ее снижению (кривая - 2). Наибольшая эффективность соответствовала

скорости движения фартуков $v = 0,32$ м/с, которую можно считать оптимальной.



Рис. 3. Время процесса грохочения гравия от величины его подачи на валковое сито: 1 – без фартуков; 2 – с фартуками

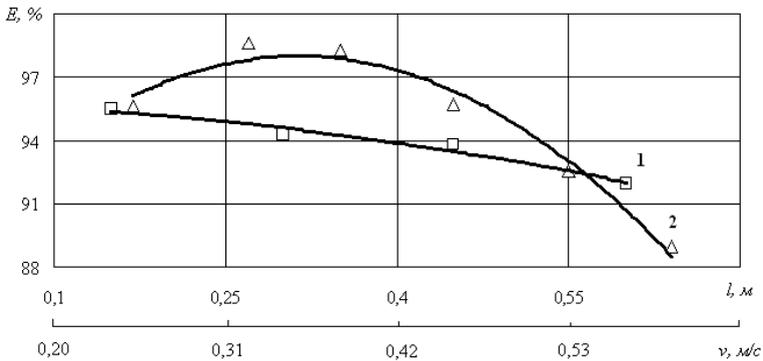


Рис. 4. Зависимость эффективности грохочения гравия от расстояния между фартуками (1) и от скорости их движения (2)

В ходе изыскания дальнейшего направления повышения просеивающей способности валкового сита, исходя из надежного транспортирования каменного материала на устройстве с подвижными фартуками, была выдвинута гипотеза о возможном росте эффективности грохочения с переходом с многогранных дисков на круглые [5]. Это должно было максимально увеличить время нахождения частиц непосред-

ственно на вращающихся дисках, сводя к минимуму траекторию отскока зерен от сита и создавая тем самым наиболее благоприятные условия для прохождения мелкой фракции в промежутках между дисками.

Результаты сравнительных исследований показаны на рисунке 5. Представленные данные подтверждают гипотезу о возрастании эффективности грохочения на устройстве с круглыми дисками. Причем, если на грохоте с многогранными дисками с увеличением подачи смеси на сито от 2,8 до 5,62 кг/с происходит снижение результативности просеивания материала с 95 до 84,5%, то на устройстве с круглыми дисками во всем диапазоне подач происходит незначительное уменьшение эффективности в пределах одного процента, которая была не менее 99%.

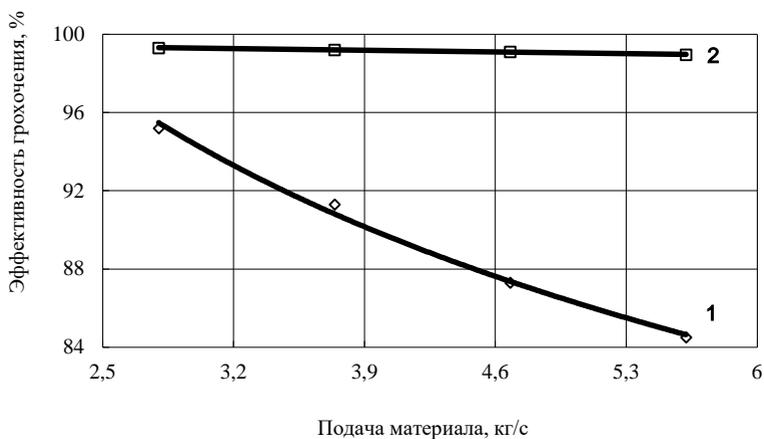


Рис. 5. Зависимость эффективности грохочения от величины подачи материала на сито: 1 – многогранные диски, 2 – круглые диски

Таким образом, в результате предложенных технических решений (установка над просеивающей поверхностью подвижных фартуков и замена многогранных дисков на круглые) удалось повысить результативность работы валкового грохота в среднем на 10-12%. Продолжение исследований по увеличению просеивающей способности валковых грохотов позволит окончательно сформировать конструктивные и кинематические параметры разделительных устройств валкового типа для внедрения на перерабатывающих комплексах дорожно-строительной техники.

Список литературы

1. Официальный сайт компании FLSmidth. [Электронный ресурс], <http://www.flsmidth.com/>
2. Официальный сайт компании «GrandControl». [Электронный ресурс], <http://grandcontrol.kz/>
3. Кондратьев А.В., Кочканын С.М., Смородов С.П. Обоснование параметров валкового грохота с подвижными фартуками / Строительные и дорожные машины. – 2016. - № 2. – С. 11-14.
4. Кондратьев. А.В., Кочканын С.М., Смородов С.П. Совершенствование разделительной способности валкового грохота с активным интенсификатором / Строительные и дорожные машины. – 2017. - № 7. – С. 9-13.
5. Кондратьев А.В., Кочканын С.М., Смородов С.П. Влияние формы дисков валковой сортировки на эффективность грохочения гравия / А.В. Кондратьев, С.М. Кочканын, С.П. Смородов, В.А. Русинкевич // Механизация строительства. – 2014. - № 1. – С. 36-38.

УДК 629.017:625.76.08

**ВЛИЯНИЕ АКТИВНОЙ ПОДВЕСКИ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ
И УСТОЙЧИВОСТЬ СКОРОСТНЫХ ДОРОЖНЫХ МАШИН**

Литвак П.И.¹, Данилов Р.Г.¹

1. Государственный научный центр Российской Федерации

Центральный ордена Трудового Красного Знамени Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (ФГУП «НАМИ»), г. Москва

В работе проведена оценка влияния активной подвески на управляемость и устойчивость дорожных машин, созданных на базе автомобилей. Разработана одномассовая модель движения дорожной машины на базе автомобиля, на которой были проведены исследования. Предложен закон управления активной подвеской. На основании сравнения показателей дорожной машины с активной и пассивной подвеской проведен сравнительный анализ.

Ключевые слова: система поддрессоривания, активная подвеска, закон регулирования активной подвеской, активная безопасность автомобиля, управляемость и устойчивость автомобиля.

**INFLUENCE OF ACTIVE SUSPENSION ON THE HANDLING
AND STABILITY OF HIGH-SPEED ROAD MACHINES**

Litvak P.I.¹, Danilov R.G.¹

1. State Research Center of the Russian Federation

*Central scientific research automobile and automotive engine institute
"NAMI", Moscow*

In paper, an assessment of the impact of active suspension on the handling and stability of road machines created on the basis of cars. A one-mass model of traffic on the basis of the car was developed, on which the studies were conducted. The law of active suspension control is proposed. On the basis of comparison of indicators of the road car with active and passive suspension the comparative analysis is carried out.

Keywords: suspension system, active suspension, the law of regulation of active suspension, active safety of the car, handling and stability of the car.

Растет количество автомобилей и динамика движения автомобильных потоков. Для обеспечения безопасности движения важно, чтобы дорожные машины, обслуживающие автомагистрали в транспортном и технологическом режимах, работали на скоростях, близких к скорости движения транспортных потоков. Для этого надо улучшать активную безопасность дорожных машин. Для улучшения характеристик активной безопасности автопроизводители применяют множество различных систем, влияющих на управляемость и устойчивость транспортных средств. Одним из важных элементов, влияющих на активную безопасность, является система поддрессоривания автомобиля.

Системе поддрессоривания уделено значительное внимание в работах [1–6]. Для создания универсальной системы поддрессоривания разработаны разные элементы активной подвески. Активная подвеска позволяет изменять жесткость, коэффициент демпфирования и дорожный просвет. В зависимости от конструкции активной подвески могут изменяться один, или несколько вышеперечисленных параметров. Благодаря активной подвеске машина может сохранять высокие показатели плавности хода и активной безопасности в различных маневрах и на разных типах дорожных покрытий. Разработана одномассовая модель движения машины с пассивной подвеской и аналогичная модель машины с активной подвеской для дальнейшего сравнения их характеристик.

Схема сил и моментов, действующих на машину в плоскости параллельной дороге, показана на рисунке 1. Векторы проецируются в подвижную систему координат, начало которой находится в центре масс машины. Ось x лежит в продольной плоскости симметрии машины; ось y находится в поперечной плоскости и направлена в сторону правого борта; ось z перпендикулярна плоскости дороги [7].

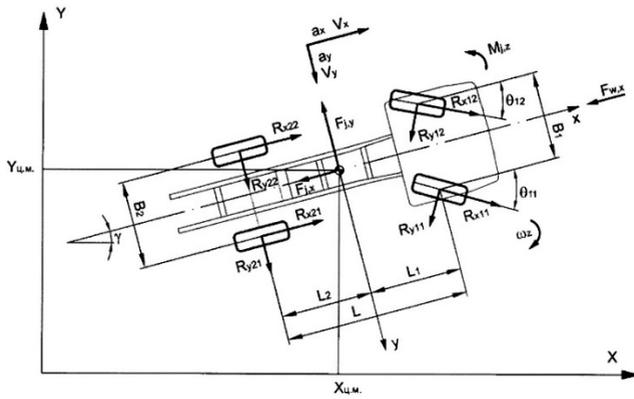


Рис. 1. Расчетная схема курсового движения дорожной машины на базе автомобиля

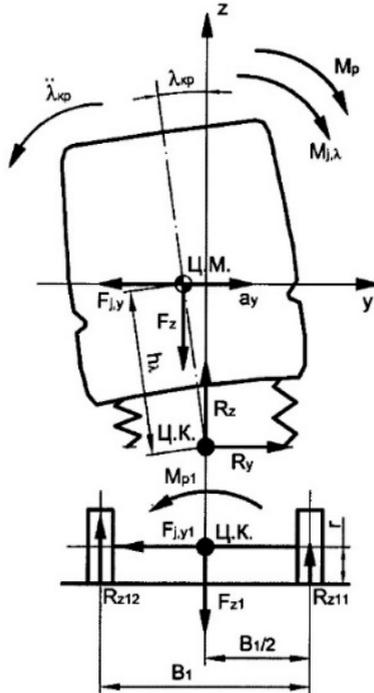


Рис. 2. Расчетная схема крена поддресоренной массы машины

Схема, используемая для составления уравнения бокового крена поддресоренной массы машины и уравнений нормальных реакций (на примере переднего моста, показатели которого обозначаются индексом «1»), представлена на рисунке 2.

Для исследования влияния характеристик активной подвески машины на управляемость и устойчивость был выбран эксперимент «рывок руля». Для данного эксперимента были установлены следующие условия: дорога идеально ровная, начальная скорость $v_0 = 22$ м/с (79 км/ч), закон рулевого управления представлен в работе [7].

Принцип управления основывается на разности скоростей рысканья машины на твердых колесах к машине на эластичных колесах. Разность $\omega_{жс} - \omega_z$ дает понимание об избыточной, или недостаточной поворачиваемости. Соответственно, знак «+» означает недостаточную поворачиваемость, и как следствие склонность машины к сносу. Знак «-» означает избыточную поворачиваемость, т. е. склонность машины к заносу. Для приближения показателей машины к нормальной поворачиваемости, необходимо при знаке «+» увеличивать скорость рысканья, при знаке «-» уменьшать скорость рысканья. Это достигается с помощью увеличения или уменьшения угловой жесткости подвески. График боковых ускорений машины приведен на рисунке 3. Крен при повороте автомобиля с активной и пассивной подвеской показан на рисунке 4.

Характеристики активной подвески на управляемость и устойчивость были также проверены в эксперименте «поворот» при следующих условиях: идеально ровная дорога, начальная скорость $v_0 = 14$ м/с (50 км/ч). Результаты испытаний демонстрирует график на рисунке 5, на котором показано, что при недостаточной поворачиваемости угловое ускорение машины с активной подвеской увеличивается по сравнению с машиной с пассивной подвеской. Крен при повороте автомобиля со скоростью 14 м/с (50 км/ч) с активной и пассивной подвеской показан на рисунке 6.

При недостаточной поворачиваемости машина с активной подвеской имеет большую скорость рысканья, чем машина с пассивной подвеской. При избыточной поворачиваемости скорость рысканья машины с активной подвеской меньше, чем машины с пассивной подвеской. Таким образом можно отслеживать влияние параметров активной подвески на активную безопасность машины.

Активная подвеска положительно влияет на характеристики активной безопасности автомобиля. Внедрение подобных систем улучшает управляемость и устойчивость дорожной машины, повысит скорость выполнения рабочих и транспортных операций и позволит уменьшить количество дорожно-транспортных происшествий.

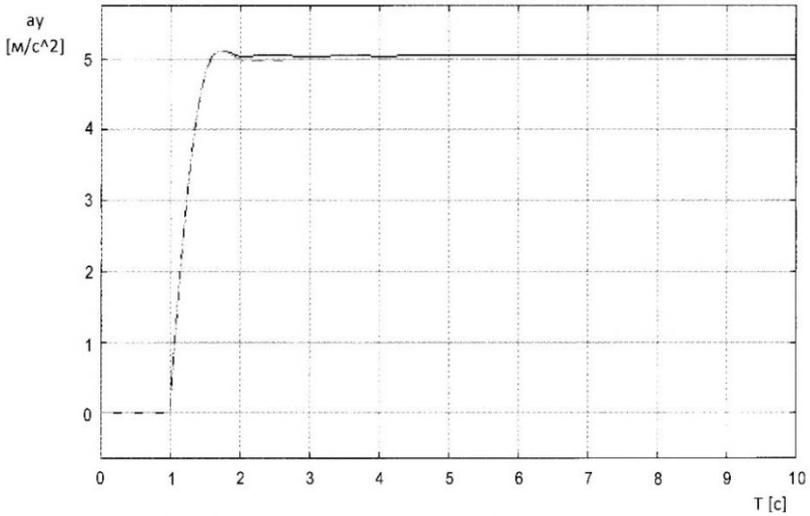


Рис. 3. График боковых ускорений автомобиля с активной подвеской (сплошная линия) и автомобиля с пассивной подвеской (пунктирная линия) ($v_0 = 22$ м/с)

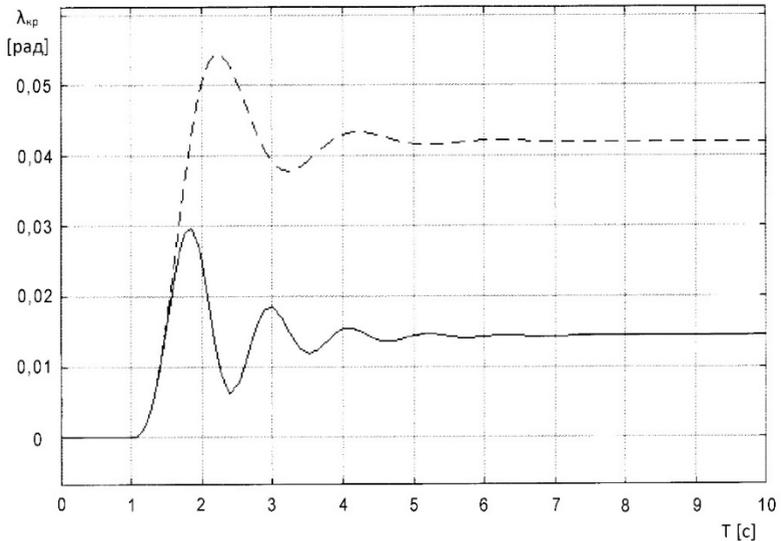


Рис. 4. Характеристика крена автомобиля с активной подвеской (сплошная линия) и автомобиля с пассивной подвеской (пунктирная линия) ($v_0 = 22$ м/с)

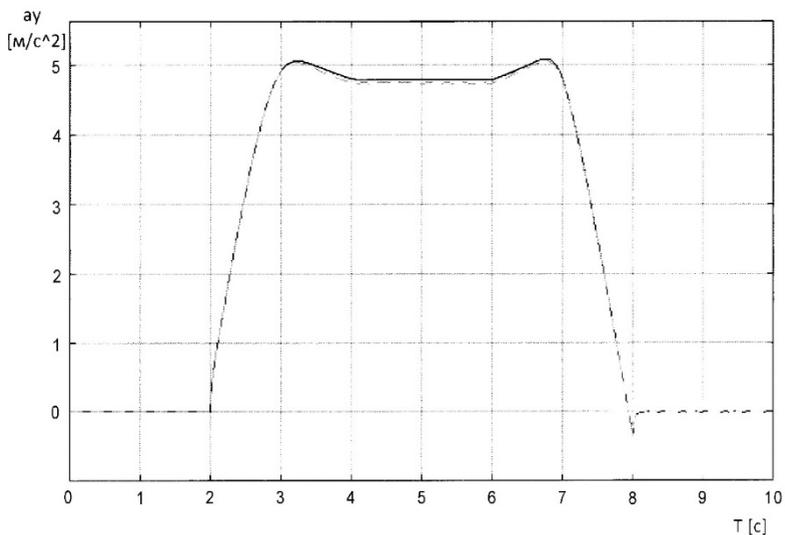


Рис. 5. Разница модулей скорости рысканья автомобиля на твердых колесах к скорости рысканья автомобиля на эластичных колесах автомобиля с активной (сплошная линия) и пассивной (пунктирная линия) подвеской ($v_0 = 14$ м/с)

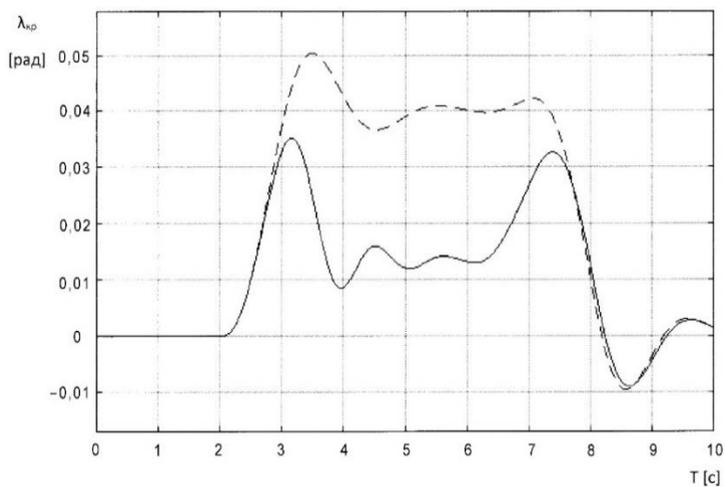


Рис. 6. Характеристика крена автомобиля с активной подвеской (сплошная линия) и автомобиля с пассивной подвеской (пунктирная линия) ($v_0 = 14$ м/с)

Список литературы

1. Ахмедов А.А. Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации: автореф. дис. ... канд. техн. наук. –М.: МАМИ, 2004.
2. Бахмутов С.В., Рыков Е.О., Шемякин Ю.В. Силовой метод оценки управляемости и устойчивости автомобиля // Автомобильная промышленность. 1991. № 3. –С. 16-19.
3. Богомолов С.В. Методика совершенствования управляемости и устойчивости автомобиля на основе многокритериальной оптимизации ее реакций на управляющие воздействия: автореф. дис. ... канд. техн. наук. –М.: МАМИ, 2000.
4. Жилейкин М.М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессоривания: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. –М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. –33 с.
5. Куликов И.А. Совершенствование средств создания и исследования автомобилей с комбинированными энергоустановками с помощью технологий виртуально-физических испытаний: автореф. дис. ... канд. техн. наук. –М.: МАМИ, 2005.
6. Кушвид Р.П. Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. –М.: МГИУ, 2004. –35 с.
7. Данилов Р.Г., Литвак П.И. Исследование регулирования параметров активной подвески для повышения управляемости и устойчивости скоростных дорожных машин // Строительные и дорожные машины. 2019. № 7. –С. 40-44.

УДК 621.01

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕТАЛЛ-МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНОЙ ПРЕСС-ФОРМЫ ДЛЯ ЛИТЬЯ РЕМОНТНЫХ ДЕТАЛЕЙ
Любимый Н.С.¹, Четвериков Б.С.¹, Костоев З.М.¹, Романович М.А.¹
1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В настоящее время применение переналаживаемых пресс-форм для производства мелкосерийных партий изделий из пластиков используется при ремонте различного технологического оборудования получает все большее распространение. В работе приводится предложение по конструкции переналаживаемого комплекта оснастки для литья пластиков с принудительной системой термостатирования.

Ключевые слова: металлополимер, формообразующая, пресс-форма, литье, термопластавтомат.

DEVELOPMENT OF THE STRUCTURE OF THE METAL-METAL-POLYMER MOLD FOR CASTING REPAIR PARTS
Lubimyi N.S.¹, Chetverikov B.S.¹, Kostoev Z.M.¹, Romanovich M.A.¹

*1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,
Belgorod*

Currently, the use of readjustable molds for the production of small-scale batches of plastic products used in the repair of various technological equipment is becoming more widespread. The paper presents the design of a readjustable set of equipment for molding plastics with a forced temperature control system.

Key words: metal polymer, forming, mold, casting, thermoplastic-automatic machine.

Разработанная конструкция ММПФ показана на рисунке 1. Металл-металлополимерная пресс-форма состоит из матрицы 1 и пуансона 2, представляющих собой металлические плиты 3 и 4 с внутренними полостями 5, выпорами 6, отверстиями 7, например резьбовыми, выполненными на боковых стенках. В отверстиях 7 размещены соединительные элементы 8, например штуцеры, связанные с системой охлаждения посредством трубопроводов (на фиг. не показана). В металлической плите 3 матрицы 1 выполнено отверстие 9 под литниковую втулку 10. [1, 2]

Внутренние полости 5 матрицы 1 и пуансона 2 заполнены металлополимером с образованием формообразующих поверхностей 11 путем отпечатка модели изделия (на рисунке не показана) в жидком металлополимере. При этом в металлополимере матрицы 1 и пуансона 2 выполнены каналы охлаждения 12, которые расположены эквидистантно формообразующим поверхностям 11. Форма поперечного сечения каналов охлаждения 12 может иметь любой профиль, например окружность. Форма сечения канала охлаждения 12 и его профиль обеспечиваются путем размещения в металлополимере закладных деталей 13, имеющих необходимую форму сечения и профиль, а затем их выплавления. Закладная деталь 13 предварительно получается путем печати на 3D принтере из материала имеющего температуру плавления от 45 до 60°С, например, воск или парафин.

В металлических плитах 3 и 4 предусмотрены отверстия 14 под направляющие колонки 15. [3, 4]

В металлополимерной части матрицы 1 выполнен литьевой канал 16.

В металлополимерной части пуансона 2 выполнено отверстие 17, в которое установлен выталкиватель 18, хвостовик которого, в свою очередь, установлен с возможностью перемещения в плиту выталкивателя 19. Плита выталкивателя 19 соединена при помощи крепежных элементов 20 с пуансоном 2.

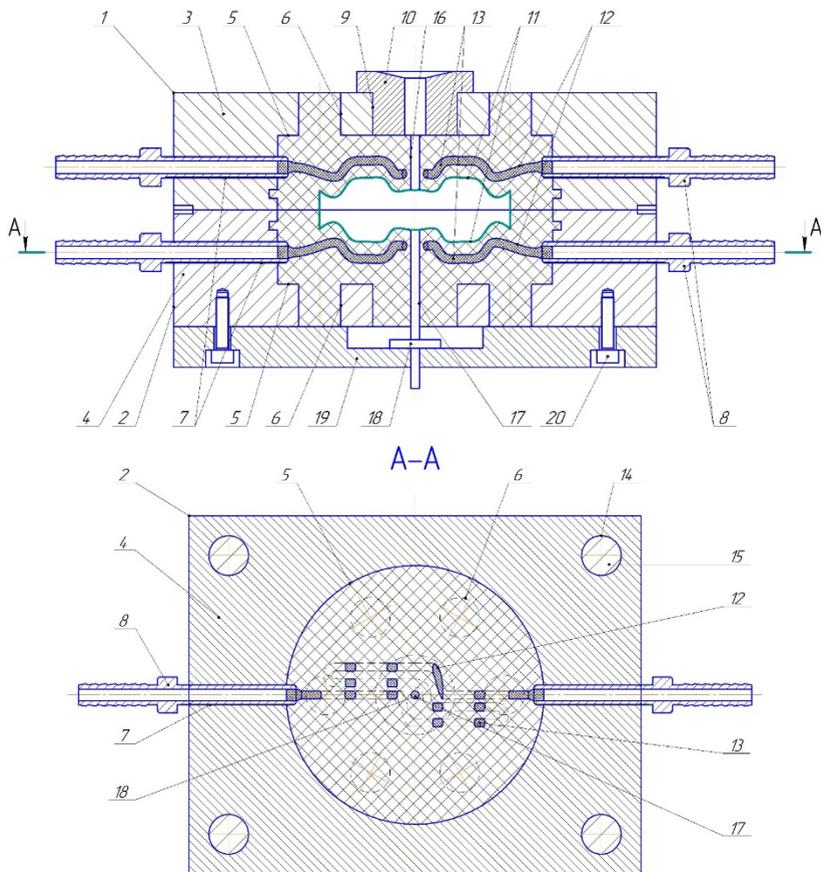


Рис. 1. Конструкция ММПФ поперечный разрез и разрез А-А

ММПФ монтируется и работает следующим образом.

Предварительно на 3D принтере производится изготовление части модели изделия, ограниченной плоскостью разъёма пресс-формы по которой в последующем получается отпечаток в жидком металлополимере. Затем изготавливается металлическая плита 3 с отверстием под литниковую втулку 9, выпорами 6, резьбовыми отверстиями 7, отверстиями 14 под направляющие колонки. Металлическая плита 3 имеет полость 5 для заливки жидкого металлополимера. В полости 5 металлической плиты 3 при помощи соединительных элементов 8 закрепляется закладная деталь 13 эквидистантно формообразующей поверхности. Закладная деталь 13 изготавливается на 3D принтере, причем её сечение

может иметь любую форму, например круглую или эллиптическую, а профиль выполнен эквидистантно формообразующей поверхности. Закрепление закладной детали 13 в полости металлической плиты 3 происходит путем поджатия с двух сторон соединительными элементами 8. При этом концы закладной детали 13 установлены в отверстия соединительных элементов 8. Металлическая плита 3 с закрепленной в её полости 5 закладной деталью 13 устанавливается поверх предварительно изготовленной части модели. [5]

Далее готовится жидкий металлополимерный состав с металлическим наполнителем, имеющим высокую теплопроводность, например, алюминий. Приготовленный жидкий металлополимерный состав через отверстия выпоров 6 заливается в полость 5 металлической плиты 3. Отверстие под литниковую втулку 9 предварительно заглушается от попадания в него жидкого металлополимера, например, пластилином. Металлическая плита 3 в сборе с закладной деталью 13, моделью и залитым жидким металлополимером, помещается в вакуумную среду для удаления газообразных включений из жидкого металлополимера, влияющих на пористость и однородность отверждённого металлополимера и, как следствие, на теплопроводность. После отверждения металлополимера в течении 3 часов, модель извлекается. Образовавшийся отпечаток модели в отвержденном металлополимере является металлополимерной формообразующей поверхностью 11 матрицы 1 пресс-формы. Далее металл-металлополимерная матрица 1 пресс-формы подвергается термообработке в течении 12ч при температуре 120°С в следствии чего закладная деталь 13 выплавляется и в металлополимерной части матрицы 1 образуется профильный канал охлаждения 12.

Металл-металлополимерный пуансон 2 пресс-формы изготавливается аналогичным образом.

Получившиеся в металлополимерных частях матрицы 1 и пуансона 2 каналы охлаждения 12 могут иметь любую форму, размер сечения и располагаются эквидистантно формообразующей поверхности, тем самым обеспечивая заданное расстояние от стенок канала охлаждения 12 до формообразующей поверхности 11 и обеспечивают эффективное охлаждение формообразующей оснастки, что приведет к уменьшению времени цикла формования изделия в пресс-форме с металл-металлополимерными матрицей 1 и пуансоном 2.

Далее производят шлифование плоскостей разъёма на металл-металлополимерных матрице 1 и пуансоне 2 пресс-формы, выполнение литьевого канала 16 и отверстия 17 под выталкиватель 18. Производится сборка пакета пресс-формы из матрицы 1 и пуансона 2 посред-

ством центрирования друг относительно друга направляющими колонками 15. Затем в матрицу 1 устанавливается литниковая втулка 10, а в отверстие под выталкиватель 17 пуансона 2 устанавливается выталкиватель 18. После при помощи соединительных элементов 20 к пуансону 2 крепится плита выталкивателя 19.

После сборки пресс-форма устанавливается на стол литейной машины таким образом, чтобы выталкиватель 18 находился в крайнем нижнем положении. Сопло литейной машины подводится к литниковой втулке 10. Производится нагнетание горячей термопластичной массы через литниковый канал 16 в полость образованную формообразующими поверхностями 11 в пуансоне 2 и матрице 1.

Через соединительные элементы 8, каналы охлаждения 12 соединены с системой охлаждения, которая обеспечивает охлаждение и циркуляцию хладагента в системе. После выдержки и остывании расплавленной массы сопло литейной машины отводится, матрица 1 пресс-формы снимается путем перемещения по направляющим колонкам 15, полученное изделие при этом остается в пуансоне 2 из-за более шероховатой формообразующей поверхности 11, что предварительно обеспечивается при образовании формообразующей поверхности одним из широко известных технологических решений. Далее на хвостовик выталкивателя 18 подается усилие выталкивания. Выталкиватель 18 перемещаясь по отверстию 17 передает усилие выталкивания на изделие, что приводит к извлечению изделия из пуансона 2.

После матрица 1 пресс-формы снова устанавливается на направляющие колонки 15 и производится повторный цикл отливки изделия.

Таким образом предложенная конструкция переналаживаемой пресс-формы с одной плоскостью разъема позволяет производить пластиковые детали на литейных машинах в мелкосерийных объемах производства, что позволяет существенно снизить их себестоимость и ускорить время производства изделий.

Список литературы

1. Methods to improve efficiency of production technology of the innovative composite cementing materials. / Romanovich A.A., Glagolev S.N., Babaevskiy A.N. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Т. 327. № 3 С. 032009.
2. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill. / Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Т. 327. № 4 С. 042091.
3. Любимый Н.С. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали «Звездочка» / Н.С. Любимый, М.С. Чепчуров, И.А. Тетерина. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. -

4. Баурова Н.И., Зорин В.А. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учебное пособие / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. – М.: МАДИ, 2016. 264 С.
5. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей / А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 4. – С. 83-87.

УДК 621.01

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМОЙ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ОБОЙМЫ ФОРМООБРАЗУЮЩЕЙ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА РЕМОНТНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПТСДМИО

Любимый Н.С.¹, Четвериков Б.С.¹, Романович М.А.¹, Тихонов А.А.¹, Новиков А.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В настоящее время применение переналаживаемых пресс-форм для производства мелкосерийных партий изделий из пластиков используемых при ремонте различного технологического оборудования полу-чает все большее распространение. В работе приводится конструкция переналаживаемого комплекта оснастки для литья пластиков с принудительной системой термостатирования.

Ключевые слова: металлополимер, формообразующая, пресс-форма, литьё, термопластавтомат.

MODELING OF THE CONSTRUCTION OF THE ADJUSTABLE METALLIC CASE FOR THE PRODUCTION OF REPAIR PARTS OF THE PTSDMIO

Lubimiy N.S.¹, Chetverikov B.S.¹, Romanovitch M.A.¹, Tihonov A.A.¹, Novikov A.N.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Currently, the use of readjustable molds for the production of small-scale batches of plastic products used in the repair of various technological equipment is becoming more widespread. The paper presents the design of a readjustable set of equipment for molding plastics with a forced temperature control system.

Key words: metal polymer, forming, mold, casting, thermoplastic-auto-matic machine.

Для литья пластиков под давлением используют различные конструкции литейных машин в зависимости от типа, размеров и серийности изготавливаемых изделий. Наиболее распространенными являются

термопластавтоматы и вертикальные литейные машины (шприц-прессы) [1, 2]. Первые позволяют производить цикл литья в автоматическом режиме. Операции смыкания, впрыска, выдержки и охлаждения, а также извлечения изделия из формы производятся в автоматическом режиме. Вторые требуют работы оператора, впрыск, смыкание и размыкание изделия, а так же выемка изделия из формы производятся в ручном режиме. Помимо более трудоемкого процесса изготовления у таких машин отсутствует возможность обеспечения термостатирования пресс-формы. По наблюдениям автора даже в тех конструкциях шприц-прессов где возможность термостатирования ПФ не предусмотрена, процесс охлаждения ПФ с использованием жидкого хладагента реализовать не сложно используя гибкие трубопроводы и термостат, ну и конечно же предусмотрев систему термостатирования в конструкции пресс-формы.

Так как ориентировочная серийность изготавливаемых изделий в проектируемой ММПФ составляет 1000 шт, а основной задачей является снижение стоимости оснастки и возможность быстрой смены номенклатуры изделий, то в качестве литейной машины был выбран шприц-пресс рис. 1.



Рис. 1. Вертикальная литейная машина (шприц-пресс)

На первом этапе проектирования конструкции ММПФ для шприц-пресса были проанализированы конструкции металлических ПФ [3] для шприц-пресса и получены консультации специалистов инструментальщиков ООО «СтандартПластикГРУПП», подобраны элементы стандартных деталей используемых в конструкции ПФ.

Ранее полученные результаты на 1 году НИР в виде разработанного способа получения ММПФ [4], где матрица и пуансон изготавливаются

в виде металлических плит с полостью для заливки жидкого металлополимера и выпорами, затем в металлических плитах размещают модели, далее металлические плиты устанавливают на базовую плоскость, затем в полость металлических плит заливают жидкий металлополимер, после отверждения которого в вакуумной среде в течение трех часов, модель удаляют, не предполагая изготовления профильных каналов охлаждения.

Недостатком пресс-формы полученной по такому способу является невысокая производительность обусловленная не эффективным охлаждением формообразующей поверхности. Известно, что между скоростью охлаждения формообразующей поверхности и расстоянием от стенки канала охлаждения до формообразующей поверхности существует обратно пропорциональная зависимость [5]. В указанном устройстве, каналы охлаждения являются прямолинейными и выполнены в металлических плитах, это не позволяет обеспечить высокую эффективность охлаждения формообразующих поверхностей в зависимости от профиля формообразующей поверхности, и как следствие, высокую производительность.

Второй этап конструирования ФО оснастки из МП предполагал проектирование 3D модели схемы получения МП ФО детали, особенностью этой схемы являлось то, что каналы охлаждения в ней выполнены не в теле металлической обоймы, а в теле МП части. Схема получения КО предполагает возможность изготовления профильных каналов охлаждения расположенных эквидистантно формообразующей поверхности как показано на рисунке 2.

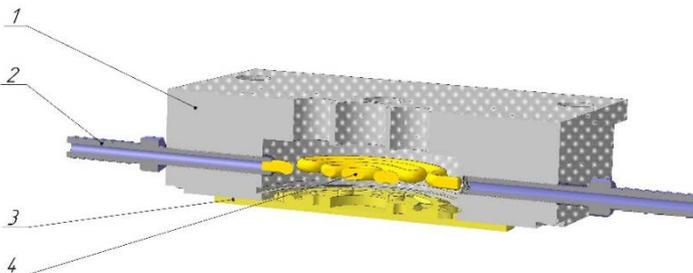


Рис. 2. установка выплавляемой закладной детали КО: 1 – металлическая обойма; 2 – штуцер; 3 – мастер-модель; 4 – закладная деталь КО из выплавляемого материала

По результатам CAD моделирования была получена схема при которой изготовленная на 3D принтере закладная КО выполненная из материала имеющего температуру плавления 50-60°C помещалась в полость металлической обоймы перед заливкой МП и укреплялась там при

помощи поджатия концов закладной детали штуцерами, установленными в резьбовые отверстия МО (рисунок 3.).

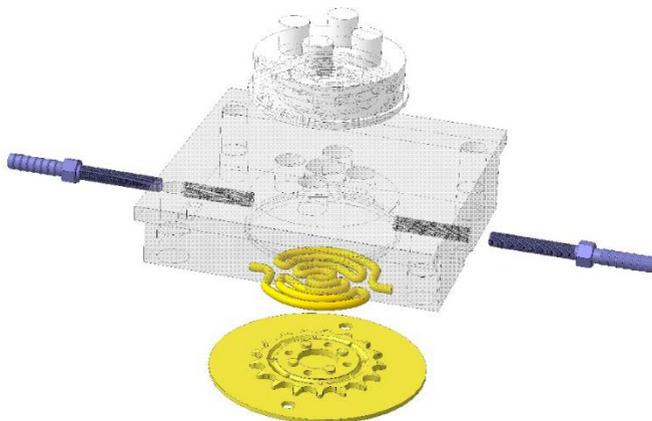


Рис. 3. Схема получения профильного канала охлаждения

Моделирование позволило решить задачу повышения производительности путем обеспечения эффективного охлаждения за счет расположения стенок канала охлаждения на заданном расстоянии к формообразующей поверхности в металлополимерной части матрицы и пуансона пресс-формы.

Поставленная задача решается за счет того, что каналы охлаждения матрицы и пуансона выполнены профильными, расположены в металлополимере эквидистантно формообразующим поверхностям и, посредством соединительных элементов, установленных в отверстиях боковых стенок матрицы и пуансона, связаны с системой охлаждения, при этом пуансон жестко связан с плитой выталкивателя, установленного в ней с возможностью перемещения.

Список литературы

1. Lubimyi, N.S. Calculation of fixing element of metal-polymeric mold-forming surface of mold in metal cage // N.S. Lubimyi, M.S. Chepchurov, E.I. Evtushenko, V.P. Voronenko // Actual Issues of Mechanical Engineering. 2017. Т. 133. Pp. 433-438.
2. Любимый Н.С. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали «Звездочка» / Н.С. Любимый, М.С. Чепчуров, И.А. Тетерина. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2017. - № 7. - С. 140–145.
3. Баурова Н.И., Зорин В.А. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учебное пособие / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. – М.: МАДИ, 2016. 264 С.

4. Романович А.А. Энергосберегающая технология и оборудование для измельчения материалов / А.А. Романович // Механизация строительства. Том 77. № 8. 2016. – С.60-64.
5. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей / А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 4. – С. 83-87.

УДК 621.01

МЕТОДИКА ПОЛУЧЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ ПОД ВЫТАЛКИВАТЕЛЬ
МЕТОДОМ ЗАКЛАДНЫХ ДЛЯ ПЕРЕНАЛАЖИВЬЕМЫХ ПРЕСС-
ФОРМ

Любимый Н.С.¹, Романович М.А.¹, Тихонов А.А.¹, Кучеров Ю.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

В настоящее время применение переналаживаемых пресс-форм для производства мелкосерийных партий изделий из пластиков используемых при ремонте различного технологического оборудования получает все большее распространение. В работе приводится исследование получения отверстий под выталкиватели без применения механической обработки, что существенно сокращает процесс изготовления формы.

Ключевые слова: металлополимер, формообразующая, пресс-форма, литьё, термопластавтомат.

DEVELOPMENT OF THE STRUCTURE OF THE METAL-METAL-
POLYMER MOLD FOR CASTING REPAIR PARTS

Lubimyi N.S.¹, Romanovich M.A.¹, Tihonov A.A.¹, Kucherov U.A.¹

*1. Belgorod State Technological University named
after V.G.Shukhov, Belgorod*

Currently, the use of readjustable molds for the production of small-scale batches of plastic products used in the repair of various technological equipment is becoming more widespread. The paper presents a study of obtaining holes for ejectors without the use of mechanical processing, which significantly reduces the process of making a mold.

Key words: metal polymer, forming, mold, casting, thermoplastic-automatic machine.

Для удешевления процесса производства формообразующей оснастки и как следствия конечного изделия, ведутся НИР в области изготовления комбинированной металл-металлополимерной оснастки.

Ранее был известен способ изготовления формообразующих элементов пресс-форм [1] А.В. Семенюка с использованием металлополимера в качестве материала формообразующей детали. Указанный способ имеет ряд недостатков описанных в предложенном авторами способе изготовления комбинированных металл-металлополимерных матриц и пуансонов пресс-форм для литья пластиковых изделий [2, 3]. По направлению исследования были опубликованы работы в ведущих отечественных и зарубежных журналах. В работах рассматриваются вопросы обработки плоским шлифованием комбинированных металл-металлополимерных поверхностей смыкания пресс-форм, прочностные расчеты металлополимерных деталей пресс-форм, оценка точности получаемых в металлополимерных пресс-формах изделий, обсуждаются вопросы термостатирования комбинированных пресс-форм.

В способе [4] дается описание получения металлополимерной формообразующей части пресс-формы, при этом выполнение конструктивных отверстий под толкатели, поверхностей смыкания производится классическим методом механической обработки со снятием припуска. Отличительной особенностью предложенного способа [5], является возможность переналадки формообразующей детали состоящей из металлического каркаса и металлополимерной рабочей части. Минимизация операций механической обработки, в частности получение отверстий под толкатели, переналаживаемой пресс-формы для получения других изделий, является важной и актуальной задачей на решение которой направленно настоящее исследование.

Система выталкивания изделия из пуансона пресс-формы подразумевает наличие в ней отверстий под толкатели, которые выполняются согласно [6] по посадке H7/f7 исключающей зависание изделия в следствии протекания материала в зазор между выталкивателем и направляющим отверстием пуансона, для отверстий менее 6мм – по посадке H9/f9. Задачей на решение которой направлено исследование, является получение отверстий под толкатели в металлополимерных частях деталей пресс-форм с использованием металлических закладных-толкателей образующих профиль будущего отверстия.

Для исследования процесса получения отверстий под толкатели в металлополимерной детали авторами статьи были использованы экспериментальные и аналитические методы исследования

Методика получения отверстия под выталкиватели поясняется рисунком 1.

На рисунке 1. показана классическая схема выталкивающей системы пресс-формы описанная в, за исключением того, что формообразующая поверхность выполнена из металлополимера по технологии

описанной в [6]. Отверстие под выталкиватели предлагается получать на стадии заливки жидкого металлополимера, образующего формообразующую часть 6, в полость металлической обоймы 5 с заранее установленными в полости металлической обоймы 5 выталкивателями 10, при этом выталкиватели 10 установлены в плотную торцевую поверхность к полимерному изделию 7. Таким образом сами выталкиватели 10 являются закладными, образующими поверхность отверстия под толкатель в металлополимерной формообразующей детали 6. Центрирование выталкивателя относительно поверхности изделия, а также выдерживание перпендикулярности его оси в пределах установленного допуска [2, 3] к поверхности изделия осуществляется при помощи направляющей плиты выталкивателей.

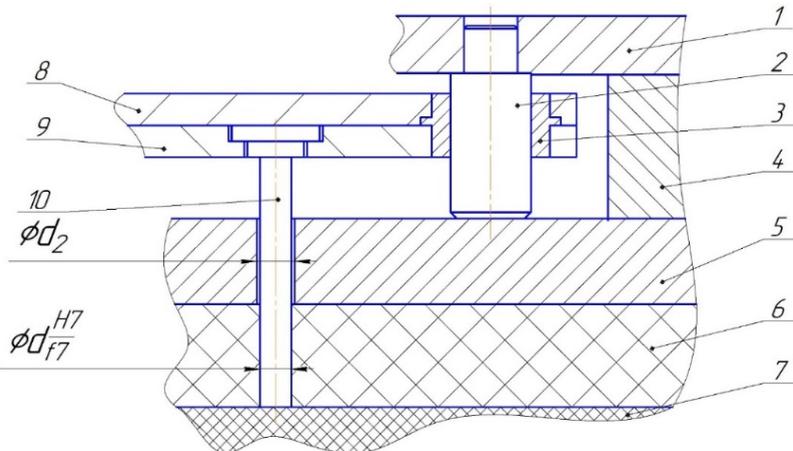


Рис. 1. Схема выталкивающей системы пресс-формы с металлополимерной формообразующей частью: 1 – упорная плита; 2 – направляющая колонка; 3 – втулка под направляющую колонку; 4 – вспомогательная плита; 5 – направляющая плита выталкивателей (металлическая обойма); 6 – металлополимерная формообразующая часть пресс-формы; 7 – полимерное изделие полученное в пресс-форме; 8 – опорная плита; 9 – плита выталкивателей; 10 – выталкиватель

При отверждении металлополимера происходит его объемная усадка, так например, объемная усадка металлополимера «weicon weidling s» согласно каталога продукции, составляет 0,01%. Используя средства CAD моделирования, можно рассчитать величину изменения размера отверстия под выталкиватель в металлополимерной формообразующей детали под влиянием объемной усадки металлополимера (рисунки 2.), это в свою очередь позволит используя размерный анализ

установить образованный усадкой металлополимера зазор в паре выталкиватель-отверстие.

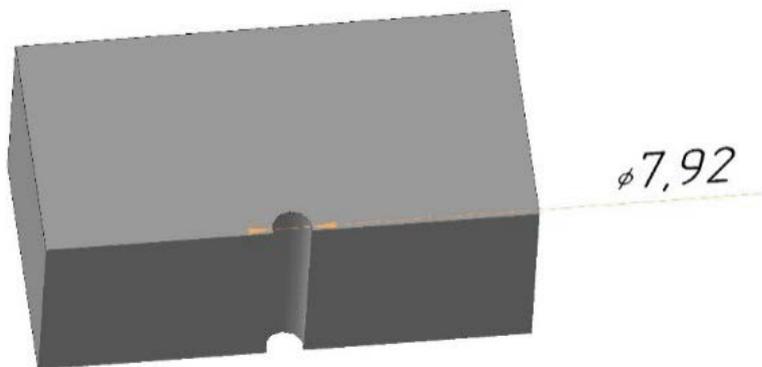


Рис. 2. Моделирование процесса усадки металлополимера в САД системе

Помимо объемной усадки металлополимера на зазор в паре выталкиватель-отверстие, также влияет слой нанесенной на выталкиватель силиконовой смазки, обеспечивающей беспрепятственное скольжение выталкивателя в полученном отверстии. Смазка наносится методом аэрозольного распыления, тонким слоем. Не допускается образование подтеков смазки на поверхности выталкивателя, а также образования капель и наплывов, так как это может привести к смешению компонентов смазки и металлополимера, что приведет к потере металлополимером своих паспортных прочностных свойств.

На диаметр отверстия под выталкиватели, полученного методом литья жидкого металлополимера в металлическую обойму с заранее установленными в ней выталкивателями, влияет использование выталкивателей выполняющих роль закладных, различных размеров. При получении указанным способом отверстий под выталкиватели, можно регулировать диаметр получаемого отверстия используя различные типоразмеры выталкивателей выполняющих роль закладных.

Зная рекомендуемую посадку в паре выталкиватель-отверстие Н7/ф7, можно рассчитать минимальный и максимальный регламентируемый зазор. Так как величина усадки металлополимера является константой, зазор в паре отверстие-выталкиватель рекомендуется регулировать при помощи использования выталкивателей-закладных различных размеров.

Чтобы подобрать требуемый размер выталкивателя выполняющего роль закладного необходимо провести размерный анализ, схема которого изображена на рисунке 3.

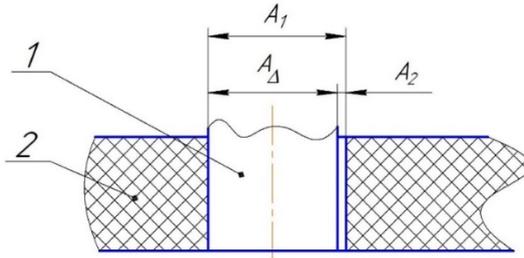


Рис. 3. Схема размерного анализа получения отверстия под выталкиватель. 1 – выталкиватель; 2 – металлополимерная часть формообразующей детали пресс-формы; A_{Δ} – размер выталкивателя; A_1 – размер отверстия под выталкиватель; A_2 – величина усадки металлополимера.

Максимальная величина зазора в паре отверстие под выталкиватель – выталкиватель для диаметра 8 мм по посадке H7/f7 будет равна 0,043мм, а минимальная 0,013 мм, согласно расчетной схеме рисунок 4.

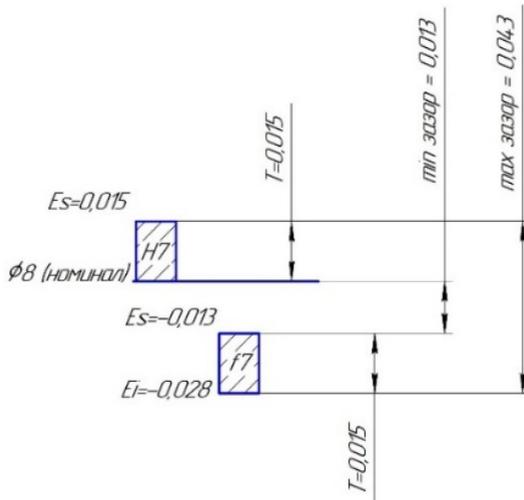


Рис. 4. Схема полей допусков отверстия и выталкивателя

Задачей размерного анализа является определение номинального размера, поля допуска и координаты середины поля допуска диаметра

закладного выталкивателя, для обеспечения требуемого зазора в паре отверстие-выталкиватель.

Моделирование процесса объемной усадки отвержденной металлополимерной композиции показанное на рисунке 2 говорит о том, что диаметр отверстия в процессе усадки уменьшается с 8мм до 7,92мм. Это означает что теоретически при отверждении поверхность выталкивателя должна испытывать напряжения связанные с усадкой металлополимера при отверждении и подвергаться поверхностному уплотнению, деформациям. Однако из-за более высоких показателей прочности у стали (Сталь 40X $\sigma_b=655$ МПа), чем у металлополимера (weicon weidling с $\sigma_b=140$ МПа) напряжения должны накапливаться в металлополимерной детали. Отверждение металлополимера происходит в течении 60мин, а полное высыхание композиции происходит в течении 24ч, это позволяет напряжениям возникающим в следствии усадки на поверхности отверстия распределиться за время отверждения в теле металлополимерной детали. Низкое по отношению к стали значение модуля Юнга (weicon weidling с $E=6000$ МПа) характеризует его хрупкость, а значит деталь из отвержденного металлополимера не подвержена пластическим деформациям возникающим из-за внутренних напряжений в теле детали, таким образом звено A_2 (рисунок 1.7) равняется 0. Подобные выводы в дальнейшем были подтверждены экспериментальными исследованиями.

Учитывая вышеизложенное заключение, можно говорить о том, что при получении отверстия под выталкиватель заявленным методом его диаметр будет равен диаметру закладного выталкивателя, звено A_Δ равно звену A_1 (рисунок 3.), а следовательно и поле допуска будет равно полю допуска закладного выталкивателя, координаты средин полей допусков тоже будут совпадать.

При проведении экспериментальных исследований по получению металлополимерной формообразующей пресс-формы с выполненными в ней отверстиями под толкатели по описанной технологии, использовался закладной выталкиватель $\varnothing 8,1$ мм.

После установки закладных выталкивателей, заливки полости формообразующей плиты жидким металлополимером и отверждения, закладные выталкиватели были удалены, а в металлополимерной части пресс-формы были получены отверстия под выталкиватели. Диаметр отверстия под выталкиватель составил 8,14мм. Такой зазор укладывается в допуск на зазор в паре выталкиватель-отверстие образованный посадкой H7/f7 и будет равен 0,043мм. Это позволяет сделать вывод о применимости такого способа получения отверстий под выталкиватель.



Рис. 5. Схема установки выталкивателей.

1 – центрирующая плита закладных выталкивателей; 2 – отверстия для установки выталкивателей; 3 – выталкиватель

Список литературы

1. Любимый Н.С., Чепчуров М.С., Тетерина И.А. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2017. № 7. С. 140–145.
 2. Methods to improve efficiency of production technology of the innovative composite cementing materials. / Romanovich A.A., Glagolev S.N., Babaevskiy A.N. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Т. 327. № 3 С. 032009.
 3. Пат. N2631785, МПК B22C9/06. Способ изготовления металлополимерных формообразующих поверхностей матриц и пуансонов пресс-форм / Н.С. Любимый, М.С. Чепчуров. – N 2016110341/02, заяв. 21.03.2016. опубл. 26.09.2017, Бюл. №27.
 4. Справочник по реконструированию оснастки для переработки пластмасс / А.П. Пантелеев, Ю.М. Швецов, И.А. Горячев. – М.: Машиностроение, 1986. – 399 с.
 5. Баурова Н.И., Зорин В.А. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учебное пособие / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. – М.: МАДИ, 2016. 264 С.
 6. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей / А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 4. – С. 83-87.
- УДК 666.972.12

ОБ ОПЫТЕ ПРИМЕНЕНИЯ ДОБАВКИ АЦФ-3М ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СБОРНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Мамажонов А.У.¹, Юнусалиев Э.М.¹, Абобакирова З.А.¹

*1. ФерПИ, Ферганский политехнический институт,
г. Фергана, Узбекистан*

В статье изложены результаты анализа опыта применения добавки АЦФ-3М для изготовления сборных железобетонных элементов широкой номенклатуры на Файзиабадском сельском строительном комбинате (ССК).

Применение 0,1% добавки АЦФ-3М полифункционального действия положительно влияет на виброформуемость и прочность бетона, пропаренной конструкции при стандартных режимах, принятых для обычного портландцемента. При этом повышено качество сборного железобетона и получена 14-16% экономия цемента в зависимости от вида конструкций.

Ключевые слова: полифункционального действия, виброформуемость, прочность бетона, пропаренной конструкции.

ON THE EXPERIENCE OF USING THE ACF -3M ADDITIVE IN THE PRODUCTION OF PRECAST CONCRETE PRODUCTS.

Matamonov A.U.¹, Yunusaliev E.M.¹, Abobakirova Z.A.¹

*1. Ferpi, Ferghana Polytechnic Institute,
Ferghana, Uzbekistan*

The article presents the results of the analysis of the experience of using the ACF -3M additive for the manufacture of precast concrete elements of a wide range at the Fayziabad rural construction plant (SSK).

The use of 0.1% additive ACF-3M polyfunctional action has a positive effect on the vibro-formability and strength of concrete, steamed structure under standard conditions adopted for conventional Portland cement. At the same time, the quality of precast concrete was improved and 14-16% cement savings were obtained, depending on the type of structures.

Key words: polyfunctional action, vibroformability, strength of concrete, steamed construction.

Новым подходом на пути интенсификации производства бетонных и железобетонных изделий и конструкций является всемерное применение химических поверхностно-активных веществ.

Удобоукладываемость пластифицированных бетонных смесей более целесообразно характеризовать виброформуемостью, что может дать на практике значительный технико-экономический эффект.

Установлена перспективность применения в качестве добавок к цементным бетонам ацетоноформальдегидной смолы АЦФ-3М, полифункционального назначения. В данной работе изложены результаты анализа опыта применения добавки АЦФ для изготовления сборных железобетонных элементов широкой номенклатуры на Файзиабадском ССК.

До начала производственного применения было проведена корректировка составов бетонной смеси с добавкой АЦФ. Одновременно для сравнения были выполнены испытания бетонной смеси и бетона с добавкой ВРП-1 (табл.-1)

Таблица 1

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Составляющие бетонной смеси						В/Ц
		цемент, кг/м ³	песок, кг/м ³	щебень, кг/м ³	вода, кг/м ³	ВРП-1, %	АЦФ-3М, %	
200	1-3	315	770	1100	170	0,015	-	0,54
200	1-3	315	650	1300	155	-	0,1-0,15	0,49
200	4-6	320	670	1251	185	0,015	-	0,58
200	4-6	320	640	1280	165	-	0,1-0,15	0,51
200	14-16	360	710	1070	210	0,015	-	0,58
200	14-16	360	615	1230	180-190	-	0,1-0,15	0,5-0,52
300	1-3	360	755	1120	185	0,015	-	0,45
300	1-3	360	625	1250	153	-	0,1-0,15	0,43
300	7-9	385	630	1175	196	0,015	-	0,5
300	7-9	385	620	1240	165	-	0,1-0,15	0,43

Наиболее эффективное действия добавки АЦФ проявляют при определённом соотношении песка и щебня. С этой целью при корректировке составов наряду с другими составляющими бетонной смеси уточняли содержание песка и щебня.

В процессе испытания определяли объёмную массу подвижность и виброформуемость бетонной смеси, а также прочность образцов пропаренного бетона. Смолу АЦФ вводили в количестве 0,1-0,15% от массы цемента в пересчёте на сухое вещество. При этом сначала выявили влияние добавки на прочность бетона при одинаковых показателях подвижности по осадке стандартного конуса, затем при одинаковых показателях виброформуемости смеси. Результаты проведённых испытаний приведены в таблице 2.

Таблица 2

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Вид и количества добавки	показатель			
			Подвижность (о.к.,см)	Прочность R, МПа	Время формирования, сек	Объём масса, т/м ³
200	1-3	ВРП-0,015	0	16,3	15	2,37
200	1-3	АЦФ-0,1	0	16,1	10	2,33
200	4-6	ВРП-0,015	3	15,0	15	2,30
200	4-6	АЦФ-0,15	5,5	12,9	10	2,15
200	14-16	ВРП-0,015	14	12,1	10	2,28
200	14-16	АЦФ-0,1	4	12,6	5	2,31
300	1-3	ВРП-0,015	2,5	12,9	10	2,32
300	1-3	АЦФ-0,15	1,5	17,0	10	2,30
300	7-9	ВРП-0,015	5	14,7	10	2,34
300	7-9	АЦФ-0,15	3,5	16,8	5	2,31
300	7-9	АЦФ-0,1	4	17,1	10	2,34
400	4-6	ВРП-0,015	4	29,2	15	2,44
400	4-6	АЦФ-0,1	1	39,2	15	2,37
400	4-6	АЦФ-0,15	2,5	32,8	10	2,38

Из анализа полученных данных очевидно, что добавка АЦФ позволяет сократить водопотребность бетонной смеси в зависимости от исходных требований на 9-20%. При этом виброформуемость бетонной смеси с АЦФ имеет одинаковые показатели в сравнении с бетонной смесью с добавкой ВРП-1; снизить расход песка в бетонной смеси для получения смеси одинаковой удобоукладываемости, при введении 0,15% добавки АЦФ объёмная масса бетонной смеси снижается за счёт воздухововлечения на 6-7%, а прочность образцов бетона находится на уровне показателей бетона с ВРП-1; при содержании 0,1% добавки

АЦФ объёмная масса бетонной смеси практически одинаковая с эталонными составами, а прочность образцов бетона увеличивается для марок 400 (о.к.-4-6см) и 300 (о.к.-1-3 см) соответственно на 14и 22%; с учётом дополнительного прироста прочности бетона с добавкой АЦФ экономия цемента составляет 15 а с ВРП-1-10%.

Добавка АЦФ применена на производстве при изготовлении сборных железобетонных изделий из бетона марок 200 и 300. Составы бетонной смеси и номенклатуры изделий приведены в таблице 3.

Таблица 3

Марка бетона	Требуемое подвижность, см	Составляющие бетонной смеси, кг/м ³					Наименование изделий
		цемент, кг/м ³	песок, кг/м ³	щебень, кг/м ³	вода, кг/м ³	АЦФ-3М, %	
200	4-6	300	774	1245	96	0,1	Плиты
200	4-6	300	774	124	86	0,1	ПИС
300	7-9	450	833	990	125	0,1	Колонны
300	4-6	530	748	997	109	0,1	ригели

В процессе испытаний определяли подвижность и объёмную массу бетонной смеси, а также прочность образцов бетона после пропаривания. Перед применением приготавливали водный раствор добавки соответствующий плотности (содержание составляло 0,1% от массы цемента) в специальных ёмкостях, откуда его подовали через дозатор в бетон смеситель. Результаты опытно-производственных работ представлены в таблице 4.

Таблица 4

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Вид добавки	показатель		
			Подвижность (о.к.,см)	Прочность R, МПа	Объём масса, т/м ³
200	4-6	ВРП	4	144	2,18
	4-6	АЦФ	1	179	2,24
300	1-3	-	-	-	-
	1-3	АЦФ	2	250	2,3
300	7-9	ВРП	17	249	2,26
	7-9	АЦФ	10	327	2,28
300	4-6	АЦФ	6	384	2,34

Анализ опыта применения показал, что добавка АЦФ значительно улучшает виброформуемость бетонной смеси при сокращении водопотребности на 10-19%. Показатели объёмной массы образцов бетона с АЦФ, изготовленных из проб бетонной смеси производственного приготовления, находятся на уровне тех же показателей бетона с ВРП-1. Достигнутый уровень экономии цемента в производственных условиях составил 14-16% при требуемой качестве и прочности изделий.

Список литературы

1. Тахиров М.К., Борисов М.Е., Норов Р.А., Соломатов В.И. Эффективные добавки к бетону. Информационный листок УЗНИИТИ. Серия «Промышленное, гражданское и сельское строительство» Ташкент 1981.
2. Состояние и перспективы разработки и применение химических добавок для бетона в условиях Узбекистана. Тезисы докладов республиканского совещания. Ташкент, 3-4 мая 1982 год.
3. Рекомендации по применению ацетоноформольдегидных смол в качестве добавки к бетону. Госстрой Уз. Ташкент 1982.
4. Goncharova N. I., Abobakirova Z. A., Kimsanov Z. "Technological Features of Magnetic Activation of Cement Paste" Advanced Research in Science, Engineering and Technology Vol. 6, Issue 5, Copyright to IJARSET www.ijarset.com India, 2019 (05.00.00; No. 8).
5. Гончарова Н.И., Абобакирова З.А. «Изучение технологических факторов магнитной активации цементного теста». Международный научный журнал «Молодой учёный» №23 (261), Москва, 2019. 105–106стр.
6. Н.И.Гончарова, З.А. Абобакирова, Абдурахманов Д., Хазраткулов У «Молодой ученый» Международный журнал №7 (III), Москва, 2016. 53-57 стр.
7. З.А. Абобакирова Евразийский Союз Ученых (ЕСУ) №11(56), 9-часть (РФ). Москва, 2018. б. 4-7
8. Гончарова Н.И., Абобакирова З.А., Кимсанов З. INTERNATIONAL CONFERENCE SCIENCE, RESEARCH, DEVELOPMENT #18 TECHNICS AND TECHNOLOGY. BAKU /БАКУ 29.06.2019- 30.06.2019 pp.5-8.

УДК 666.972.12

БЕТОН С МИНЕРАЛЬНЫМ НАПОЛНИТЕЛЕМ - ГЛИЕЖЕМ, ЭЛЕКТРОТЕРМОФОСФОРЫМ ШЛАКОМ И ДОБАВКОЙ АЦФ-3М

Мамажонов А.У.¹, Юнусалиев Э.М.¹, Давлятов Ш.М.¹

1. ФерПИ, Ферганский политехнический институт,
г. Фергана, Узбекистан

В настоящее время обоснована технико-экономическая эффективность применения в бетонных смесях грубодисперсных наполнителей. Оптимизированы составы и получены экономичные бетонные

смеси, широком диапазоне удобоукладываемости. Установлены количественные зависимости водопотребности и прочности бетона от структурообразующих факторов.

Показано, что в результате снижения водопотребности бетонной смеси, уменьшения объёма цементного камня улучшаются деформативные свойства бетона.

Ключевые слова: грубодисперсных наполнитель, диапазоне удобоукладываемости, водопотребности, деформативные свойства.

CONCRETE WITH MINERAL FILLER - GLIEM, ELECTROCHEMISTRY SLAG AND ADDITIVE ATF-3M

*Mamajonov A.U.*¹, *Yunusaliev E.M.*¹, *Davlyatov Sh.M.*¹

1. Ferpi, Ferghana Polytechnic Institute, Ferghana, , Uzbekistan

Currently, the technical and economic efficiency of using coarse fillers in concrete mixtures is justified. Optimized compositions and obtained economical concrete mixes with a wide range of workability. Quantitative dependences of water demand and concrete strength on structure-forming factors are established.

It is shown that as a result of reducing the water demand of the concrete mix, reducing the volume of cement stone, the deformative properties of concrete are improved.

Key words: coarse filler, the range of workability, water requirements, deformative properties.

Анализ литературных данных по теории и практике технологии бетона показал, что наиболее эффективным с точки зрения экономии ресурсов является использование портландцемента с минеральными добавками. Применение минеральных добавок обеспечивает решение экономических, технологических и экологических проблем производства. По данным НИИ цемента средний уровень содержания минеральных добавок в цементе сохраняется на уровне 21-22% от массы вяжущего. Обычно минеральные добавки различного происхождения совместно измельчают с другими компонентами при получении цемента. Побочные продукты промышленности и добычи сырья, природные вещества, используемые в качестве минеральных добавок, менее твёрдые в сравнении с цементным клинкером, что определяет высокую их тонину помола. В результате получаемые цементы характеризуется такими недостатками как замедленное твердение в начальные сроки, повышенная усадка, невысокие мороза и коррозионная стойкость, сравнительно

большой расход цемента для получения марочной прочности сопоставимой с рядовым портландцементом. Эти недостатки во многом могут быть устранены простым технологическим приёмом укрупнением частиц минеральных добавок. В этом случае меняется роль активных минеральных добавок и последние превращаются в наполнители портландцемента, что создаёт предпосылки для качественного улучшения структуры цементного камня в растворе и бетоне. Укрупнение частиц минеральных добавок цемента не может в полной мере обеспечить достижение поставленной цели, так как чрезмерное увеличение наполнителя должно привести к эффекту разбавления вяжущего и снижение его активности. Компенсирование этого фактора может быть достигнуто за счёт введения в бетонную смесь пластифицирующих химических добавок.

На основании этого предположения для получения бетонных смесей с повышенным содержанием наполнителей представляется целесообразным использование комплексных химических добавок.

С учётом известных технологических трудностей практического применения обычных комплексных добавок и на основании анализа механизма их действия на цементные системы сделан вывод о преимуществе добавок целевого назначения и полифункционального действия. Поэтому в качестве добавки в наполненные бетонные смеси обоснованно применение водорастворимой ацетоноформольдегидной смолы АЦФ-3М, являющейся ПАВ неиногенного типа и оказывающей пластифицирующее и ускоряющее действия.

В основу экспериментальных исследований положены элементы полиструктурной теории композиционных строительных материалов.

Для выбора граничных значений дозировки добавки измерена стагомометрическим методом величина поверхностного натяжения водных растворов смолы АЦФ-3М. По изотермам поверхностного натяжения установлено, что рациональным пределом дозировки добавки АЦФ-3М является 0,1-0,2% от массы цемента в пересчёте на сухое вещество.

Минеральные наполнители - глиежа и электрофосфорного шлака измельчали в мельнице и дисперсность варировали от 1000 до 3000 см²/г, при этом оптимальный дисперсность составил (~1500 см²/г). Глиеж и шлак вводили в цемент и бетонную смесь в количестве от 0 до 50% от веса портландцемента по обычной технологии бетона, с целью обоснования рациональной дисперсности и содержания наполнителя в портландцементе на приборе, разработанном в ИФХАН Российской Федерации определено сопротивление сдвигу порошков вяжущего различного состава. Оптимизация состава бетонной смеси с добавкой АЦФ-3М и

наполнителями выполнено методом математического планирования эксперимента. С этой целью для задачи оптимизации составов бетонной смеси были выбраны трёхфакторные планы Бокса 2-порядка.

Параметрами оптимизации бетонной смеси были приняты водопотребность бетонной смеси и прочность бетона. В качестве структурообразующих переменных факторов приняты расход вяжущего, наполнителя и отношение песка к щебню. Интервалы варьирования принятых факторов приведены в таб.1.

Таблица 1

Интервалы варьирования переменных факторов

№	Факторы	Ед.изм. %-	Уровни варьирования			Код
			-1	0	+1	
			Натуральные значения			
1	2	3	4	5	6	7
1.	Расход вяжущего	кг/м ³	290	370	450	X ₁
2.	Расход наполнителя, % от массы вяжущего	%	0	25	50	X ₂
3.	Отношение песка к щебню	-	0,4	0,5	0,6	X ₃

В процессе реализации активного эксперимента получали бетонные смеси с начальной удобоукладываемостью по осадке стандартного конуса 2,6,10 и 20 см. В результате статической обработки экспериментальных данных получены количественные зависимости водопотребности (В) и прочности (R^{28_{сж}}) бетона с наполнителями глиежом и шлаком ЭТФ. Ниже приведены полученные зависимости для бетонной смеси с осадкой конуса 2см.

$$Y_B^{\Gamma-2} = 159,6 + 11,7X_1 - 12,1X_2 - 3,5 X_1^2 + 7,6X_2^2 + 8,3X_3^2 - 3,0X_1X_2 + 3,6 X_1X_3;$$

$$Y_R^{\Gamma-2} = 34,39 + 5,75X_1 - 2,29 X_2 + 0,66X_1^2 - 8,85X_2^2 - 3,64X_3^2 - 2,19X_1X_3 - 0,34 X_2X_3;$$

$$Y_B^{\Pi-2} = 153,2 + 12,3X_1 - 15,3 X_2 - 3,7X_1^2 + 11,2X_2^2 + 8,1X_3^2 - 2,0X_1X_2 + 4,0 X_1X_3;$$

$$Y_R^{\Pi-2} = 31,24 + 6,29X_1 - 1,01 X_2 + 0,78X_1^2 - 5,04X_2^2 - 3,95X_3^2 + 0,50 X_1X_2 - 2,39 X_1X_3 - 0,36 X_1X_3;$$

Анализ экспериментальных данных показал, что бетонные смеси с минеральными наполнителями и добавкой АЦФ-3М в широком диапазоне удобоукладываемости характеризуется сравнительно меньшими показателями водопотребности при отношении П:Щ=0,5. При этом во-

допотребность бетонных смесей подвижностью 2,6,10 и 20 см с наполнителями шлаком глиежем в количестве 25 и 50% при расходах смешанного вяжущего 290,370 и 450 кг/м³ снижается соответственно на 15-20(10-15); 17-25(11-16);18-26(12-16);19-28(17-20)%. В тоже время водопотребность бетонной смеси с наполнителем шлаком меньше на 5-10%, чем глиежем, это объясняется большей гидрофильностью последнего. Увеличение содержания наполнителей до 25 и до 50% снижает водопотребность бетонной смеси при расходах вяжущего 450 и 370 кг/м³, а при расходе 290кг/м³ независимо от начальной удобоукладываемости, водопотребность бетонной смеси с 50% наполнителем несколько выше, чем при 25% наполнении.

Изменение показателей прочности бетона носит экстремальный характер с тах при 25% наполнении и отношении П:Щ=0,5. Прирост прочности при этом для глиежа и шлака ЭТФ соответственно составляет 15-85 и 13-65% и существенно зависит от водосодержания бетонной смеси чем выше количество воды в исходном составе бетонной смеси, чем выше прирост прочности. При увеличении количества наполнителей до 50% и отношение П:Щ=0,5 прочность бетона достигает показателей эталонного бетона.

Наблюдения за динамикой прочности в течение 6 месяцев для бетона влажного твердения, 12 месяц в естественных атмосферных условиях и 28 суток, нормального твердения после тепловлажностной обработки показали следующие результаты.

Прирост прочности бетона с грубодисперсными наполнителями и добавкой АЦФ-3М зависит от количества глиежа и шлака, а также от водосодержания бетонной смеси. Так, относительный прирост прочности бетона с 40-45% содержанием наполнителя через три месяца твердения во влажной среде в зависимости от начальной подвижности бетонной смеси (2 и 20см) составляет 40-68%.

Бетон на смешанном вяжущем характеризуется сопоставимыми с рядовым портландцементом показателями прочности при твердении на воздухе. Так, если за 12 месяц твердения бетон на рядовом портландцементе в сравнении с месячным возрастом имел прирост прочности 53-57%, то бетоны на портландцементе с 40-45%шлака 66-77 и 57-65%.

Эксперименты показали, что прочность пропаренного бетона зависит от вида и количества наполнителя и расхода смешанного вяжущего. Так, если при содержании наполнителей 25% прочность бетона после пропаривания составляет 80-93%, то 50% наполнении 69-75%.

Экспериментальные исследования деформативных свойств показали, что величина усадки у портландцемента с 25 и 50% наполнителей

на 26-55% ниже, чем заводского пуццоланового цемента. Характер изменения деформаций усадки бетона аналогичен вяжущему: интенсивно процесс усадки развивается в течение 90 суток. При этом усадка бетона с 25% наполнителей развивается быстрее, чем бетона на обычном пуццелановом, так и с 50% содержанием наполнителя. Вместе с этим, по абсолютной величине деформации усадки бетона с наполнителями на 30-70% ниже, чем на пуццелановом цемента. Модуль упругости бетона на смешанном вяжущем находится на уровне показателей рядового портландцемента.

Введение грубодисперсных наполнителей и добавки АЦФ-3М оказывает положительное влияние на структурную пористость бетона. Так, в сравнение пуццолоновыи цементом показатель интегральной пористости портландцементного камня с 25% глизем и шлаком ЭТФ снижается на 54-68и 23-32%, а при увеличение наполнителей до 45% пористость хотя увеличивается, но остается ниже, чем эталонного образца, наряду с этим существенно меняется и характер распределения пор по размерам.Введение грубодисперсных наполнителей и добавки АЦФ-3М приводит к более равномерному распределению пор по размером, снижает капиллярную пористость и увеличивает количество условно - замкнутых пор, улучшение поровой структуры цементного камня с наполнителями и обусловливает достаточно высокую морозостойкость наполненного бетона, которая составила 300 циклов.

Бетон с минеральным наполнителями и добавкой АЦФ-3М характеризуется также высокой сульфатостойкостью ($K_{ст} = 0,95-1,05$), вследствие связывания гидроокиси кальций и вероятно, уменьшения количества трёхкальциевого алюмината в цементном камне.

На основании проведённых исследований определены оптимальные составы бетонной смеси с наполнителями. В таблице 2 приведены составы бетонной смеси марки 200 на стандартных заполнителях.

Таблица 2

Составы бетонной смеси с наполнителями и добавкой АЦФ-3М

Вид наполнителя	Осадка конуса, см	Расход составляющих, кг/м ³					
		Ц	Н	П:Щ	П	Щ	В, л
Глиез	2	160	130	0,55	690	1260	138
	6	180	150	0,57	700	1230	157
	20	250	200	0,5	580	1160	200
Шлак ЭТФ	2	170	120	0,53	680	1290	132
	6	190	140	0,55	690	1250	146
	20	270	180	0,51	620	1220	190

Список литературы

1. Тахиров М.К., Усов М.Е., Абдукаримов Р.Т., Мамажонов А.У., Саломатов В.И., Бетонная смесь. Авторское свидетельство №1172901.
2. Тахиров М.К., Мамажонов А.У., Бетон с добавкой АЦФ и минеральным наполнителем. Тезисы докладов к всесоюзной научно-технической конференции: «Теория, производство и применение искусственных строительных конгломератов в водохозяйственном строительстве.» Ташкент 13-15 мая 1985, Стр. 395-396.
3. Тахиров М.К., Мамажонов А.У., Саломатов В.И. Оптимизация состава бетонной смеси с добавкой АЦФ и минеральными наполнителями. Архитектура и строительство Узбекистана, №4, Ташкент 1986, стр. 7-10.
4. Goncharova N. I., Abobakirova Z. A., Kimsanov Z. "Technological Features of Magnetic Activation of Cement Paste" Advanced Research in Science, Engineering and Technology Vol. 6, Issue 5, Copyright to IJARSET www.ijarset.com India, 2019 (05.00.00; No. 8).
5. Гончарова Н.И., Абобакирова З.А. "Изучение технологических факторов магнитной активации цементного теста". Международный научный журнал "Молодой учёный" №23 (261), Москва, 2019. 105–106стр.
6. Н.И.Гончарова, З.А. Абобакирова, Абдурахманов Д., Хазраткулов У «Молодой ученый» Международный журнал №7 (III), Москва, 2016. 53-57 стр.
7. Абобакирова З.А. Евразийский Союз Ученых (ЕСУ) №11(56), 9-часть (РФ). Москва, 2018. 4-7 стр.

УДК 624.139

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА БУРЕНИЯ МЕРЗЛОГО ГРУНТА
ВИНТОВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

Мартюченко И.Г.¹, Зенин М.И.¹

1. ФГБОУ ВО Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., г. Саратов

В статье раскрывается актуальность буровых работ, производимых на мерзлых грунтах. Рассматривается винтовой рабочий орган, который осуществляет процесс бурения грунта посредством деформации сдвига и отрыва грунта. Процесс работы винтовой лопастью на разрушающей части сравнивается с процессом внедрения клина в мерзлый грунт. Проводится анализ влияния приращения винтовой лопасти на эффективность процесса бурения мерзлого грунта. Делаются выводы об эффективности приращения винтовой лопасти.

Ключевые слова: винтовой рабочий орган, мерзлый грунт, бурение мерзлого грунта, винтовая лопасть, откол грунта, внедрение лопасти, разрушающая часть, буровой инструмент.

EFFICIENCY OF THE PROCESS OF DRILLING FROZEN SOIL WITH A SCREW WORKING BODY

Martyuchenko I. G.¹, Zenin M. I.¹

*1. Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A.,
Saratov*

The article reveals the relevance of drilling operations carried out on frozen soils. A screw working body is considered, which carries out the process of soil drilling by means of shear deformation and soil separation. The process of working with a helical blade on the destructive part is compared with the introduction of a wedge into frozen soil. The analysis of the influence of the increment of the helical blade on the process of drilling permafrost soil efficiency is carried out. Conclusions are made about the efficiency of the increment of the helical blade.

Key words: screw working body, frozen soil, drilling of frozen soil, screw blade, soil spalling, blade penetration, destructive part, drilling tool.

На территории Сибири, где в большей степени преобладает мерзлый грунт, ведутся поисково-разведочные работы, добыча полезных ископаемых и строительство с использованием бурового инструмента. Мерзлый грунт по своей структуре весьма сложный. Он очень прочный и твердый, имеет высокую абразивность и слоистую структуру. Поэтому вопрос бурения данных видов грунтов является достаточно актуальным [1-4].

Высокая эффективность бурения мерзлых грунтов механическими способами достигается винтовым буром по патенту №2726753 [5], который осуществляет процесс бурения деформацией сдвига и отрыва грунта. Данный буровой инструмент представляет собой сердечник с размещенной на нем винтовой лопастью. При этом условно весь рабочий орган можно разделить на два участка: заходного и разрушающего. Основной эффект процесса разрушения мерзлого грунта выполняет разрушающий участок.

Разрушающий участок представляет собой винтовую лопасть переменного радиуса, расположенную на цилиндрическом участке сердечника, что позволяет реализовывать процесс разрушения грунта деформацией отрыва.

Разрушающая часть содержит винтовую лопасть с переменными геометрическими параметрами. На первом участке лопасть имеет постоянный шаг и переменный радиус, изменяющийся при повороте радиуса на определенный угол (ψ), на втором участке винтовая лопасть имеет постоянный радиус и увеличивающийся

шаг, при этом изменяется наклон верхней образующей поверхности винтовой лопасти к оси вращения - от острого до прямого угла [6,7].

Для определения рациональных конструктивных параметров и технологических режимов работы оборудования с винтовым буром необходимо изучение физического процесса, происходящего в грунте под воздействием рабочего органа, с целью определения функциональных зависимостей их взаимного влияния. Описание процесса работы базируется на исходных зависимостях, отражающих деформационные процессы в грунте при внешнем на него воздействии.

Для эффективности процесса разрушения мерзлого грунта винтовой лопастью разрушающей частью необходимо определить основные параметры винтового бура (рис. 1), которые влияют на характер разрушения грунта, к таким параметрам относятся:

- приращение радиуса винтовой лопасти на первом и втором участках разрушающей части;
- угол поворота радиуса винтовой лопасти, при котором происходит его приращение;
- расстояние от винтовой лопасти до открытой поверхности, свободной от грунта.

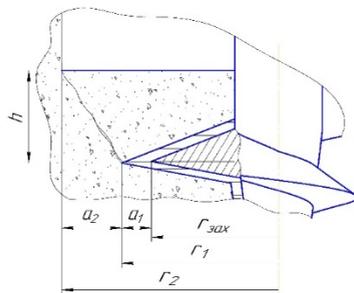


Рис. 1. Схема основных параметров, влияющих на разрушение грунта

Целью теоретических исследований является обоснование эффективности процесса работы предлагаемого бурового инструмента.

При повороте винтового рабочего органа происходит погружение винтовой лопасти с увеличенным радиусом рабочего участка в грунтовой массив, возникает сложный процесс деформации сжатия, отрыва и сдвига мерзлого грунта. Происходит это под действием наклонных поверхностей винтовой лопасти.

При малых площадях приложения нагрузки и больших давлениях в этом случае зависимость между величиной деформации грунта и

напряжением сжатия, в соответствии с гипотезой Бернштейна – Летошневца [8], будет иметь вид:

$$\sigma_{\text{сж}} = p_o \left(\frac{\Delta}{\Delta_o} \right)^\mu$$

p_o – параметр, характеризующий сопротивление грунта вдавливанию, Па;

μ – параметр, характеризующий возрастание сопротивления грунта смятию с увеличением деформации;

Δ – относительное приращение винтовой лопасти;

Δ_o – начальное относительное приращение винтовой лопасти.

Рассмотрим более подробно процесс образования скважины при работе рабочего участка винтового рабочего органа (рис.1).

Рабочий участок начинается в конце заходного участка при максимальном значении радиуса тяговой лопасти. Сечение винтовой лопасти, проходящей через ось вращения винтового рабочего органа, представляет собой форму треугольника с углом наклона образующей верхней поверхности α_1 и углом наклона образующей нижней поверхности δ_1 . Посредством увеличения радиуса винтовой лопасти на величину a и углов α_1 и δ_1 винтовая лопасть внедряется в грунт и создает расклинивающее усилие, что приводит к образованию трещины в грунте и дальнейшему отрыву породы.

При работе винтовой лопастью рабочего участка на поверхностях винтовой лопасти возникают силы, воздействующие на грунт. Сила воздействия на грунт представляет собой напряжение сжатия грунта на малой площадке винтовой лопасти, которая имеет вид:

$$dP = dS \cdot \sigma_{\text{сж}}$$

где, dS – площадь элементарной площадки;

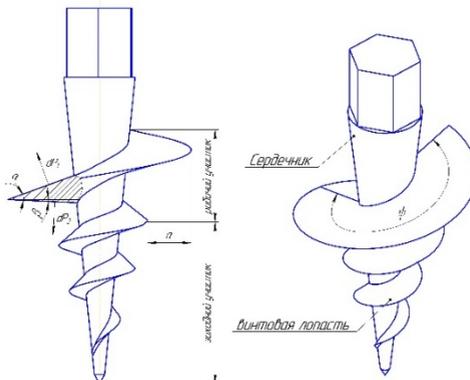


Рис. 2. Устройство винтового рабочего органа

Наибольший эффект достигается при работе винтовой лопасти, которая реализует деформацию отрыва и сдвига мерзлого грунта, за счет хрупких свойств. Рациональное значение сил будет определяться взаимным влиянием таких параметров: угол поворота винтовой лопасти ψ , при которой происходит увеличение радиуса лопасти, приращение радиуса винтовой лопасти Δ на первом участке и угол наклона образующей верхней поверхности винтовой лопасти к оси вращения α_1 . Угол поворота винтовой лопасти ψ , за которое происходит увеличение радиуса лопасти, влияет на скорость внедрения лопасти в грунт и соответственно на скорость действия расклинивающей силы на грунт. Приращение радиуса винтовой лопасти Δ на первом участке, определяет глубину погружения лопасти, при которой происходит отрыв массива грунта. Угол наклона образующей верхней поверхности винтовой лопасти к оси вращения α_1 , оказывает воздействие на значение результирующего усилия P_{1y} и на объем отрываемого грунта.

Рациональное сочетание геометрических параметров: угла поворота винтовой лопасти ψ , при увеличении радиуса лопасти, приращение винтовой лопасти Δ на первом участке и угла наклона образующей верхней поверхности винтовой лопасти к оси вращения α_1 , позволит достичь наибольшего эффекта при воздействии винтовой лопастью на грунт и уменьшить значение энергоемкости при процессе бурения грунта.

Предлагаемый винтовой рабочий орган совершает процесс бурения винтовой лопастью рабочего участка, которая осуществляет разрушения грунта за счет возникающей деформации отрыва и сдвига. Такой характер разрушения грунта является наименее энергоемким и наиболее эффективным процессом по сравнению с деформациями мерзлого грунта, которые реализуют другие существующие буровые инструменты.

Список литературы

1. Тимофеев Н. Г. О температурном режиме при бурении скважин в условиях криолитозоны/ Н.Г. Тимофеев, Р.М. Скрябин, Б.В. Яковлев //Природные ресурсы Арктики и Субарктики. – 2017. – №. 3 (87).
2. Аралов Р. С. Анализ методов разработки грунта в зимнее время / Р.С. Аралов, А.Р. Старостин, В.И. Римшин // Молодежный научный вестник. – 2017. – №. 11. – С. 24.
3. Мильченко И. В. Буровые работы на вечномерзлых грунтах //Экологические проблемы Арктики и северных территорий. – 2012. – С. 102-105.
4. Бугаев В. Г. Выбор и обоснование критерия оптимизации режимов бурения строительных скважин в мерзлых грунтах/ В.Г. Бугаев, С.П. Ереско, И.В. Бугаев //Строительные и дорожные машины. – 2013. – №. 4. – С. 34.

-
5. Винтовой бур для мерзлых грунтов: пат. 2726753 Рос. Федерация. №2019114496 / Мартюченко И.Г., Зенин М.И.; заявл. 13.05.2019; опубл. 15.07.2020, Бюл. № 20. 8 с.
 6. Мартюченко И.Г., Зенин М.И. Обоснование эффективности работы бурового инструмента на мерзлых грунтах // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации: Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции. Омск.2019. с.31-35.
 7. Мартюченко И.Г., Зенин М.И. Состояние и перспективы развития бурового инструмента для мерзлых грунтов // Техническое регулирование в транспортном строительстве. – 2019. – № 1(34);
 8. Ивкин В. С., Самойлова Е. А., Юсупова К. С. Тяговые возможности винтового наконечника газомпульсного рыхлителя // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2016. – №. 1 (73).

УДК 656.02

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ
ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ПУТЕВЫХ, ГОРНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Маслов Н.А.^{1,2}, Бондарев Э.С.¹

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей
сообщения, г. Новосибирск
2. ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск

В целях совершенствования методики подготовки специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам, в частности по дополнительной программе рабочей профессии машинист укладочного крана разработаны имитационные модели электрических приводов ходового оборудования путеукладочного крана, разработана методика изучения электроприводов с использованием имитационных моделей.

Ключевые слова: электронное обучение, имитационное моделирование, инженерная подготовка, рабочая профессия, путевая машина, укладочный кран, система управления, электропривод, генератор, электродвигатель, ходовое оборудование.

ELECTRIC DRIVE CONTROL SYSTEMS IMITATION MODELING
OF RAILWAY, MINING, CONSTRUCTION AND ROAD MA-
CHINES

Maslov N.A.^{1,2}, Bondarev E.S.¹

1. Siberian Transport University, Novosibirsk
2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

In order to improve the methodology for teaching specialists in surface transport and technological facilities, in particular, for the track-laying crane machinists working profession, simulated models of the running equipment electric drives for the track-laying crane have been designed, written a methodology for studying the track-laying crane's electric drives with the use of the simulation model.

Keywords: e-learning, simulation modeling, engineering training, working profession, railway machine, track-laying crane, control system, electric drive, generator, electric motor, running equipment.

Безопасность движения железнодорожного транспорта является одной из ключевых задач ОАО «РЖД». Анализ статистики происшествий на железных дорогах показывает, что значительная часть неисправностей путевых машин приходится на ходовое оборудование и его приводы, в т.ч. человеческий фактор, связанный с несовершенством знаний устройства, работы и недостатком опыта управления экипажной частью машин.

Цель работы: совершенствование методики инженерной и дополнительной специальной подготовки специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам с применением имитационного моделирования.

Задачи работы:

1. Разработка имитационных моделей систем управления электроприводами ходового оборудования путеукладочных кранов и моторных платформ в программе Automation Studio.

2. Разработка методик изучения электроприводов и систем их управления с использованием имитационных моделей.

Научная новизна работы заключается в создании эффективного средства совершенствования методики инженерной и дополнительной специальной подготовки по проектированию, эксплуатации и управлению электроприводами путевых и других машин для специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам.

С поста управления, расположенном на рабочей платформе, при помощи трех универсальных переключателей УП1, УП2 и УП3 (таблица 1) выполняют управление электрическими генераторами и двигателями привода ходового оборудования укладочного крана УК-25/9-18 (или моторной платформы МПД). Переключатели УП1 и УП2 предназначены для управления направлением и скоростью движения укладочного крана. Переключатель УП3 необходим для выбора генераторов (G1, G2) и типов соединений тяговых электродвигателей (M1...M4).

Каждый из универсальных переключателей в отдельности может занимать пять положений: - 90, - 45, 0, +45 и + 90 градусов.

В начальных или нулевых положениях универсальных переключателей напряжения на входах электродвигателей привода ходовых тележек равны нулю и укладочный кран неподвижен.

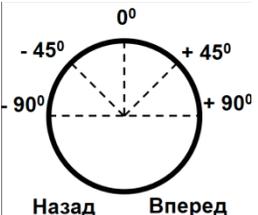
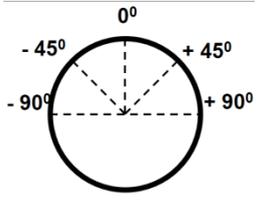
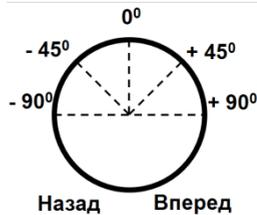
В таблице 2 показаны возможные положения универсальных переключателей системы управления и, разработанные в программе Automation Studio, схемы имитационных моделей электроприводов ходового оборудования для транспортного движения укладочного крана УК-25/9-18.

Так при последовательной схеме соединения электродвигателей с генераторами оба генератора G1 и G2 работают на приводы хода крана, т.е. каждый генератор G1 и G2 питает по два электродвигателя M1, M2 и M3, M4 ближайшей ходовой тележки. При этом напряжения на входах электродвигателей равны 110 Вольт, а скорость транспортного движения укладочного крана своим ходом равна 10 километров в час.

При параллельной схеме соединения электродвигателей с генераторами оба генератора G1 и G2 работают на приводы хода крана, т.е. каждый генератор G1 и G2 питает по два электродвигателя M1, M2 и M3, M4 ближайшей ходовой тележки. При этом напряжения на входах электродвигателей равны 220 Вольт, а скорость транспортного движения укладочного крана своим ходом «вперед» или «назад» максимальная и равна 20 километров в час.

Таблица 1

Возможные положения универсальных переключателей УП1, УП2 и УП3 управления ходовым оборудованием укладочного крана УК-25/9-18

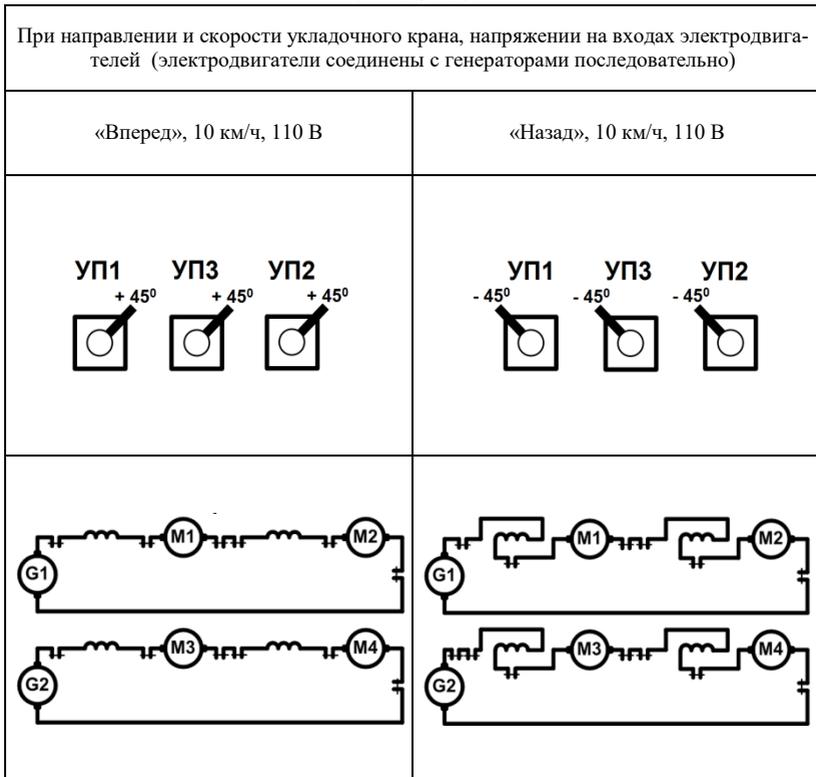
УП1	УП3	УП2
1	2	3
Направления и скорости движения крана	Генераторов (G1, G2) и соединений тяговых электродвигателей (M1...M4)	Направления и скорости движения крана
		

Окончание табл. 1

1	2	3
0° – M1...M4 выкл.; + 45° – M1...M4 от G1 и G2 (для движения «Вперед»); - 45° – M1...M4 от G1 и G2 (для движения «Назад»); + 90° – M1...M4 от G1 и G2 или G1 или G2 (для движения «Вперед»); - 90° – M1...M4 от G1 и G2 или G1 или G2 (для движения «Назад»)	0° – G1,G2, M1...M4 выкл.; + 45° – M1...M4 от G1 и G2 (для движения «Вперед»); - 45° – M1...M4 от G1 и G2 (для движения «Назад»); + 90° – M1...M4 от G1; - 90° – M1...M4 от G2.	0° – M1...M4 выкл.; + 45° – M1...M4 от G1 и G2 (для движения «Вперед»); - 45° – M1...M4 от G1 и G2 (для движения «Назад»); + 90° – M1...M4 от G1 и G2 или G1 или G2 (для движения «Вперед»); - 90° – M1...M4 от G1 и G2 или G1 или G2 (для движения «Назад»)

Таблица 2

Возможные положения универсальных переключателей УП1, УП2 и УП3 системы управления и схемы имитационных моделей электроприводов ходового оборудования для транспортного движения укладочного крана УК-25/9-18



Окончание табл. 2

При направлении и скорости укладочного крана, напряжении на входах электродвигателей (электродвигатели соединены с генераторами параллельно)	
«Вперед», 20 км/ч, 220 В	«Назад», 20 км/ч, 220 В
<p>УП1 УП3 УП2</p> <p>+ 90° + 45° + 90°</p>	<p>УП1 УП3 УП2</p> <p>- 90° - 45° - 90°</p>

В таблице 3 показаны возможные положения универсальных переключателей системы управления и, разработанные в программе Automation Studio, схемы имитационных моделей электроприводов ходового оборудования для рабочего движения укладочного крана УК-25/9-18. Так при последовательной схеме соединения электродвигателей с генератором первый генератор G1 работает на приводы хода крана, а второй G2 - на приводы грузоподъемного оборудования. Первый генератор G1 питает четыре электродвигателя M1, M2, M3 и M4 обеих ходовых тележек. При этом напряжения на входах электродвигателей равны 55 Вольт, а скорость рабочего движения укладочного крана «вперед» или «назад» равна 5 километров в час.

Таблица 3

Возможные положения универсальных переключателей УП1, УП2 и УП3 системы управления и схемы имитационных моделей электроприводов ходового оборудования для рабочего движения укладочного крана УК-25/9-18

При направлении и скорости укладочного крана, напряжении на входах электродвигателей (электродвигатели М1...М4 последовательно соединены с генератором G1)	
«Вперед», 5 км/ч, 55 В	«Назад», 5 км/ч, 55 В
При направлении и скорости укладочного крана, напряжении на входах электродвигателей (электродвигатели М1...М4 параллельно соединены с генератором G1)	
«Вперед», 10 км/ч, 110 В	«Назад», 10 км/ч, 110 В

При параллельной схеме соединения электродвигателей с генератором, например, первый генератор G1 работает на приводы хода крана, а второй G2 – на приводы грузоподъемного оборудования. Первый генератор G1 питает четыре электродвигателя М1, М2, М3 и М4 обеих ходовых тележек. При этом напряжения на входах электродвигателей равны 110 Вольт, а скорость рабочего движения укладочного крана «вперед» или «назад» равна 10 километров в час.

Также возможны последовательная и параллельная схемы соединения электродвигателей с генератором, когда второй генератор G2 работает на приводы хода крана, а первый G1 – на приводы грузоподъемного оборудования.

При трогании с места двумя работающими дизелями и при движении укладочного крана категорически запрещается универсальные переключатели УП1 и УП2 устанавливать в несоответствующие положения. Запрещено устанавливать один переключатель в положение: +45 градусов для движения “вперед”, а другой переключатель в положение -45 градусов для движения “назад”; +90 градусов для движения “вперед”, а другой переключатель в положение -90 градусов для движения “назад”; +45 градусов для движения “вперед” с меньшей скоростью, а другой переключатель в положение +90 градусов для движения “вперед” с большей скоростью; -45 градусов для движения “назад” с меньшей скоростью, а другой переключатель в положение -90 градусов для движения “назад” с большей скоростью; +45 градусов для движения “вперед”, а другой переключатель в положение -90 градусов для движения “назад”; -45 градусов для движения “назад” с меньшей скоростью, а другой переключатель в положение +90 градусов для движения “вперед” с большей скоростью.

С использованием 13 имитационных моделей, в т.ч. виртуального поста управления, разработаны методики выполнения четырех лабораторных работ по изучению устройства, работы и определению основных параметров электроприводов и системы управления ходовым оборудованием укладочного крана УК-25/9-18 и моторных платформ МПД.

Основными задачами лабораторных работ являются: изучение назначения, устройства и работы отдельных элементов электроприводов и системы управления ходовым оборудованием укладочного крана и моторных платформ; изучение режимов работы электроприводов и управление ходовым оборудованием укладочного крана и моторных платформ (при транспортном и рабочем движениях с различными заданными скоростями без и под нагрузкой); измерение параметров приводов (частот вращения валов генераторов и электродвигателей, силы тока и напряжения на выходе генераторов и входах электродвигателей) без и под нагрузкой; расчет значений мощности на входах и выходах генераторов и электродвигателей (без и под нагрузкой); построение регулировочных и нагрузочных характеристик электроприводов.

Предложенные методики проходят апробирование в учебном процессе при подготовке будущих инженеров-инноваторов (студентов четвертого и пятого курса специальности 23.05.01 «Наземные транс-

портно-технологические средства») на факультете Управление транспортно-технологическими комплексами Сибирского государственного университета путей сообщения в рамках лабораторных и практических курсов дисциплин «Измерительные средства» и «Путевые машины».

Практическая реализация основной образовательной программы по специальности 23.05.01 при подготовке инженерных кадров и дополнительных образовательных программ при повышении квалификации инженерных кадров с использованием полученных результатов позволит существенно повысить качество подготовки и переподготовки специалистов (в образовательных центрах: базовая кафедра «Устройство и эксплуатация путевых машин, СГУПС-ИГД СО РАН и СГУПС-Восточная Техника-Катерпиллар) по наземным транспортно-технологическим средствам для ОАО «РЖД», «Восточная Техника», ГК «Норильский Никель», «Алроса» и др. [1,2].

Список литературы

1. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2019. - № 5, с.29-34.
2. Абрамов, А.Д., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Инновационные разработки студенческого научного объединения СГУПС - производству [Текст] / А.Д. Абрамов, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2020. - № 3, с.66-70.

Сведения об авторах

Маслов Николай Александрович, ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, кафедра Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины; ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, лаборатория моделирования импульсных систем.

Бондарев Эдуард Сергеевич, ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, кафедра Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины.

УДК 622.236.234

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАСХОДА ЖИДКОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ ГИДРОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ ДВУХСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ С ЗАДЕРЖКОЙ ДВИЖЕНИЯ БОЙКА ПО ДАВЛЕНИЮ

Маслов Н.А.^{1,2}

1. *ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск*
2. *ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск*
При создании систем гидроударных устройств (СГУ) активных исполнительных органов горных и строительных машин необходимо

учитывать влияние расхода жидкости на характеристики гидроударного устройства (ГУ). С применением программы HPS найдены оптимальные наборы параметров ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка, при которых будут достигаться лучшие КПД и ударная мощность ГУ при гарантированной одновременной работе нескольких ГУ с заданными наборами входных параметров (НВП) от одного источника расхода.

Ключевые слова: система гидроударных устройств, ковш активного действия, экскаватор, ударная мощность.

ANALYTICAL STUDY OF INFLUENCE OF LIQUID FLOW RATE ON CHARACTERISTICS OF DOUBLE-SIDED HYDRAULIC IMPACT DEVICES SYSTEM WITH DELAY OF STRIKER MOVEMENT BY PRESSURE

Maslov N.A.^{1,2}

1. Siberian Transport University, Novosibirsk

2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

When creating systems of hydraulic impact units of active actuators of mining and construction machines, it is necessary to take into account the influence of liquid flow on the characteristics of the hydraulic impact unit. Using the HPS program, optimal sets of two-way hydraulic impact unit parameters with a delay in the movement of the striker were found, at which the best efficiency and impact power of the hydraulic impact unit will be achieved with guaranteed simultaneous operation of several hydraulic impact units with given sets of input parameters from one flow source.

Keywords: hydraulic impact system, active action bucket, excavator, impact power.

Применение систем с несколькими гидроударными устройствами (ГУ) возможно в активных исполнительных органах, например, ковшах активного действия (КАД) горных и строительных машин, при подземной угледобыче это могут быть проходческие комбайны и динамические струги, предназначенных для разрушения горных пород и отбойке угля. Положительный опыт создания ударных систем имеется у Института горного дела СО РАН – конце 80-х начале 90-х годов им были разработаны ковши активного действия экскаваторов ЭКГ-5В (серийно выпускались на заводе «Уралмаш») и ЭО-4124А [1, 2]. Примерно в это же время в Карагандинском политехническом институте были созданы и испытаны экспериментальные образцы динамических стругов для разработки угольных пластов [3, 4]. Из-за экономических сложностей 90-х

годов, работы в данном направлении были практически полностью приостановлены. Сейчас есть возможность вернуться к разработке и созданию подобных систем на новом уровне, в том числе с использованием численного моделирования на современных высокопроизводительных ЭВМ [5, 6].

Для определения оптимальных наборов параметров ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка выполнено аналитическое исследование влияния расхода жидкости на характеристики системы гидроударных устройств (СГУ) двухстороннего действия с задержкой движения бойка по давлению (рисунок 1).

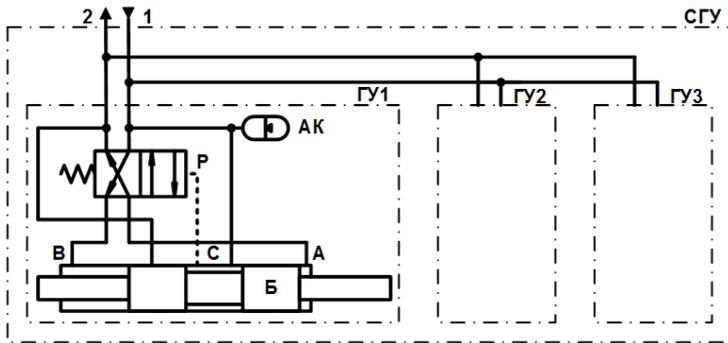


Рис. 1. Принципиальная схема системы гидроударных устройств. 1, 2 – напорная и сливная магистрали базовой машины; СГУ – система гидроударных устройств (ГУ1...ГУ3 – гидроударные устройства); АК – пневмогидроаккумулятор; P – распределитель; Б – боек; А, В – камеры обратного и прямого хода; С – линия управления распределителем

Цели расчета:

1. В программе NPS при заданных наборах входных параметров (НВП) исследовать влияние расхода жидкости q_0 на характеристики гидроударного устройства ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка, входящего в систему гидроударных устройств СГУ ковша активного действия гидравлического экскаватора. Т.е. для заданных НВП определить, какие будут основные характеристики одного устройства, если одинаковое количество жидкости q_0 подается к разному количеству ГУ, то есть общий расход q_0 делится на отдельные потоки, идущие к ГУ.

2. Найти оптимальные наборы параметров для ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка (по давлению $p_s = 8\text{МПа}$), при которых будут достигаться лучшие КПД и ударная мощность N_s при работе разного количества ГУ с заданными НВП от одного источника расхода.

Условия расчета:

1) Ограничения на параметры при заданных в исходных данных характеристиках СГУ: длина фазы обратного хода $x_{[1]} > 25$ мм, максимальный размах колебаний $X_{\max} < 80$ мм, объем аккумулятора при номинальном давлении (с учетом того, что начальный объем V_0 больше) $V_n < 40$ см³, минимальное p_{\min} и максимальное давление p_{\max} в системе – по характеристикам маслостанции базовой машины;

2) Соотношение S_a/S_b принять равными 0,4 и 0,5, а $S_a = 1,9; 2; 2,1; 2,2; 2,3$ и $2,4$ см², где S_a и S_b - площади бойка со сторон камер обратного А и прямого Б хода соответственно (рисунок 1).

Исходные данные к расчету:

- базовая машина — экскаватор-погрузчик САТ 428Е, гидравлическая система которого обеспечивает необходимый расход и давление для работы системы ударных устройств — 120 л/мин и 16 МПа соответственно;

- примерная суммарная ударная мощность СГУ $N_{\Sigma} = (10 \dots 15)$ кВт;

- параметры ГУ (масса бойка $m = 5$ кг, предупредная скорость $v_i = 8-9$ м/с, энергия удара $E_k = (160 \dots 200)$ Дж, давление задержки $p_3 = 8$ МПа).

Результаты расчета.

В программе НПС, разработанной в Институтае горного дела СО РАН, при заданных наборах входных параметров (НВП) исследовано влияние на характеристики гидроударного устройства ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка (по давлению $p_3 = 8$ МПа) расхода жидкости q_0 (принят равным 30, 45, 60 и 90 л/мин). Другими словами, для заданных НВП определено, какие будут основные характеристики одного устройства, если одинаковое количество жидкости q_0 подается к разному количеству ГУ (принято равным одному, двум и трем), то есть общий расход q_0 разделен на один, два и три потока.

За основные расчетные характеристики ГУ приняты: эффективные рабочие площади S_a и S_b , см²; предупредная скорость ϑ_I , м/с; минимальное p_{\min} и максимальное давление p_{\max} в системе, МПа; частота ударов f , Гц; ударная мощность N , кВт; коэффициент полезного действия η , %; объем рабочей камеры V_{PK} , см³; энергия удара E_k , Дж.

Результат расчетов при $S_a/S_b = 0,5$, $p_3 = 8$ МПа, $Q = 30, 45, 60$ и 90 л/мин и при $S_a/S_b = 0,4$, $p_3 = 8$ МПа, $Q = 30, 45, 60$ и 90 л/мин получены в табличном и графическом виде. Построены графики зависимостей: $N=f(S_a)$, $\eta=f(S_a)$, $E_k=f(S_a)$, $\vartheta_I=f(S_a)$, $p_{\min}=f(S_a)$, $p_{\max}=f(S_a)$, $f=f(S_a)$. Графики зависимостей $\eta=f(S_a)$ и $N=f(S_a)$ представлены на рисунках 2 и 3.

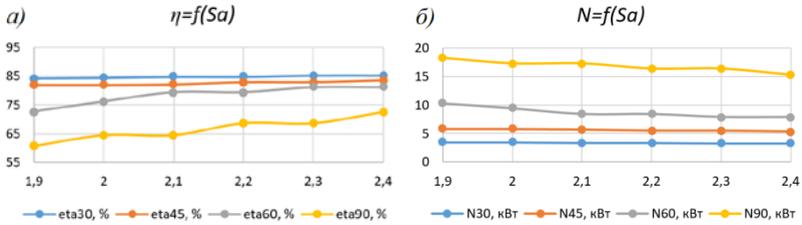


Рис. 2. Расчетные характеристики гидроударного устройства при $Sa/Sb = 0,5$; $p_3 = 8$ МПа; $Q = 30,45,60$ и 90 л/мин: а - $\eta=f(Sa)$; б - $N=f(Sa)$

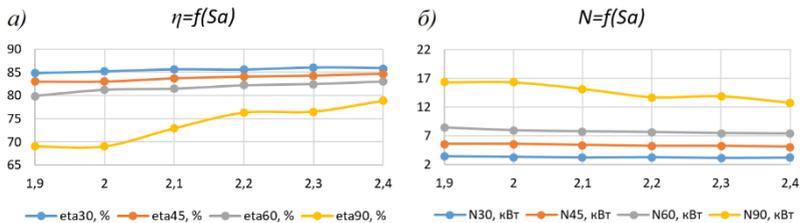


Рис. 3. Расчетные характеристики гидроударного устройства при $Sa/Sb = 0,4$; $p_3 = 8$ МПа; $Q = 30,45,60$ и 90 л/мин: а - $\eta=f(Sa)$; б - $N=f(Sa)$

Найдены оптимальные наборы перечисленных параметров для ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка (по давлению $p_3 = 8$ МПа), при которых будут достигаться лучшие КПД и ударная мощность N_{Σ} при работе разного количества ГУ с заданными НВП от одного источника расхода.

Так при $S_a/S_b=0,5$ по результатам расчетов выбрано два набора параметров ГУ, позволяющих применять СГУ при гарантированной одновременной работе трех (при $Q=30$ л/мин на каждое ГУ) или двух ГУ (при $Q=45$ л/мин на каждое ГУ):

1) $Sa=2,1$ см²; $Sb=4,2$ см²; $v_i=8,66$ м/с (при $Q=30$ л/мин) и $v_i=8,83$ м/с (при $Q=45$ л/мин); $p_{\min}= 6,26$ МПа и $p_{\max}= 10,36$ МПа (при $Q=30$ л/мин) и $p_{\min}= 7,34$ МПа и $p_{\max}=12,08$ МПа (при $Q=45$ л/мин); $f=18,03$ Гц (при $Q=30$ л/мин) и $f=29,33$ Гц (при $Q=45$ л/мин); $N=3,34$ кВт и $N_{\Sigma}=10$ кВт (при $Q=30$ л/мин); $N=5,72$ кВт и $N_{\Sigma}=11,44$ кВт (при $Q=45$ л/мин); $\eta=84,76\%$ (при $Q=30$ л/мин) и $\eta=82,2\%$ (при $Q=45$ л/мин); $V_{PK}=23,58$ см³ (при $Q=30$ л/мин) и $V_{PK}=21,12$ см³ (при $Q=45$ л/мин); $E_k=187,44$ Дж (при $Q=30$ л/мин) и $E_k=194,91$ Дж (при $Q=45$ л/мин);

2) $S_a=2,3 \text{ см}^2$; $S_b=4,6 \text{ см}^2$; $v_i=8,74 \text{ м/с}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $v_i=8,85 \text{ м/с}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $p_{\min}=6,08 \text{ МПа}$ и $p_{\max}=10,06 \text{ МПа}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $p_{\min}=7,01 \text{ МПа}$ и $p_{\max}=11,54 \text{ МПа}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $f=17,27 \text{ Гц}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $f=28,2 \text{ Гц}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $N=3,3 \text{ кВт}$ и $N_{\Sigma}=9,9 \text{ кВт}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$); $N=5,52 \text{ кВт}$ и $N_{\Sigma}=11,04 \text{ кВт}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $\eta=85,19\%$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $\eta=82,99\%$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $V_{PK}=24,75 \text{ см}^3$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $V_{PK}=22,17 \text{ см}^3$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $E_k=191,22 \text{ Дж}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $E_k=195,87 \text{ Дж}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$).

При $S_a/S_b=0,4$ по результатам расчетов выбран один набор параметров ГУ, позволяющих применять СГУ при гарантированной одновременной работе трех (при $Q=30 \text{ л/мин}$ на каждое ГУ) или двух ГУ (при $Q=45 \text{ л/мин}$ на каждое ГУ):

$S_a=2 \text{ см}^2$; $S_b=5 \text{ см}^2$; $v_i=8,58 \text{ м/с}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $v_i=8,69 \text{ м/с}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $p_{\min}=6,04 \text{ МПа}$ и $p_{\max}=10,09 \text{ МПа}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $p_{\min}=6,95 \text{ МПа}$ и $p_{\max}=11,06 \text{ МПа}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $f=17,94 \text{ Гц}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $f=29,3 \text{ Гц}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $N=3,3 \text{ кВт}$ и $N_{\Sigma}=9,9 \text{ кВт}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$); $N=5,53 \text{ кВт}$ и $N_{\Sigma}=11,06 \text{ кВт}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $\eta=85,18\%$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $\eta=82,97\%$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $V_{PK}=23,81 \text{ см}^3$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $V_{PK}=21,33 \text{ см}^3$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$); $E_k=184,13 \text{ Дж}$ (при $Q=30 \text{ л/мин}$) и $E_k=188,78 \text{ Дж}$ (при $Q=45 \text{ л/мин}$).

Выводы.

1. Расчетом получены оптимальные наборы (при $S_a/S_b=0,5$ два, а при $S_a/S_b=0,4$ один) параметров для ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка (по давлению $p_z = 8 \text{ МПа}$), при которых будут достигаться лучшие КПД (от 82,2 до 85,19%) и ударная мощность N_{Σ} (от 9,9 до 1,44 кВт) при гарантированной одновременной работе трех (при $Q=30 \text{ л/мин}$ на каждое ГУ) или двух ГУ (при $Q=45 \text{ л/мин}$ на каждое ГУ) из СГУ с заданными НВП от одного источника расхода.

2. Применение одного ГУ двухстороннего действия с задержкой движения бойка (по давлению $p_z = 8 \text{ МПа}$) при $S_a/S_b=0,4$ и $S_a/S_b=0,5$, $Q=60$ и 90 л/мин требует слива излишка расхода масла из напорной линии насоса базовой машины, что снижает КПД гидропривода СГУ.

3. При работе одного ГУ не удастся войти в заданные ограничительные диапазоны по предупредительной скорости бойка и давлению масла. Поэтому необходима система управления СГУ, обеспечивающая гарантированную работу одного ГУ без существенного снижения КПД гидропривода СГУ.

С использованием полученных результатов предварительно определены параметры и выбраны комплектующие для СГУ разрабатываемого КАД к экскаватору-погрузчику САТ 428Е (рисунки 4 и 5).

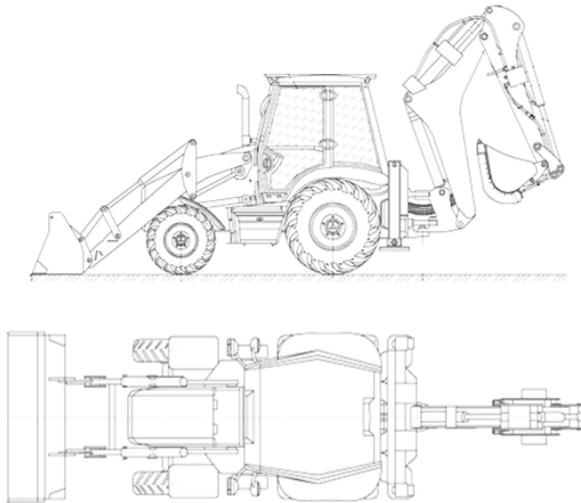


Рис. 4. Общий вид экскаватора-погрузчика САТ 428Е с активным ковшом

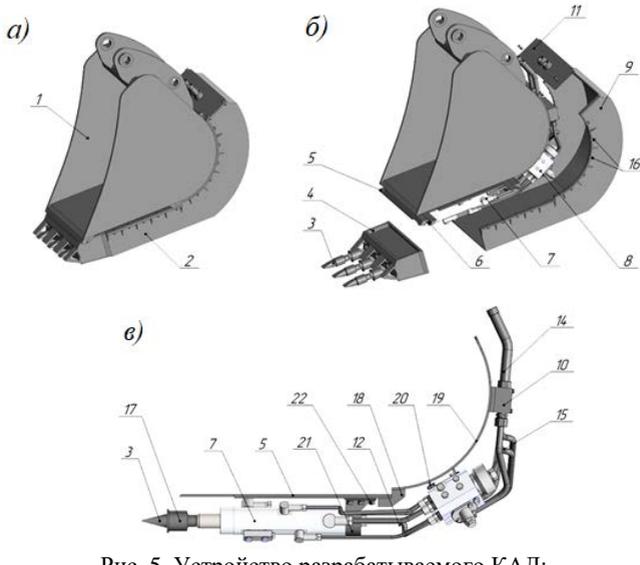


Рис. 5. Устройство разрабатываемого КАД:

а – общий вид КАД; *б* – элементы КАД; *в* – СГУ в сборе; 1 - ковш базовой машины; 2 - СГУ; 3 - рабочий инструмент; 4 - обойма гидроударников; 5 - верхняя плита; 6 - скользящие направляющие; 7-гидроударник; 8 - распределитель; 9 - ковш; 10 - коллектор; 11 - крышка ковш; 12, 14, 15 - трубопроводы; 16 – крепеж ковш; 17 - втулка рабочего инструмента; 18, 20 - 21 - кронштейны: верхней плиты, распределителя; гидроударника; 19- задняя плита; 22 - крепеж кронштейна гидроударника

Работа выполнена в рамках проекта ФНИ № гос. регистрации АААА-А17-117122090003-2. Результаты работы приняты для использования в: Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте горного дела им. Н.А. Чинакала Сибирского отделения Российской академии наук (ИГД СО РАН) при создании современных систем гидроударных устройств наземных и подземных машин, Сибирском государственном университете путей сообщения (СГУПС) при подготовке специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам [7-8].

Список литературы

1. Маттис А.Р. и др. Экскаваторы с ковшом активного действия : опыт создания, перспективы применения –Новосибирск : Наука, 1996. – 174 с.
2. Городилов Л.В., Лабутин В.Н. Перспективы создания ковшей активного действия к гидравлическим строительным экскаваторам // Материалы V междунар. науч. симп. «Ударно-вибрационные системы, машины и технологии» (23-25 апреля 2013 г., Орел). Орел : ОрелГТУ, 2013. С. 112-119.
3. Горбунов В.Ф., Лазуткин А.Г., Ушаков Л. С. Импульсный гидропривод горных машин / В.Ф. Горбунов., – Новосибирск: Наука, 1986. – 195 с.
4. Ушаков Л.С., Котылев В.А., Кравченко Ю.Е. Гидравлические машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. – 415 с.
5. Ванюшев В. В., Маслов Н. А. Применение современных систем рекуперации энергии для повышения энергоэффективности гидравлических экскаваторов [Текст] / В.В. Ванюшев, Н.А. Маслов // Перспективы инновационного развития угольных регионов России [Электронный ресурс]: Сборник трудов VII Международной научно-практической конференции. – Прокопьевск: филиал КузГТУ в г. Прокопьевске, 2020. – 1 электрон. опт. диск (CD-R). – Загл. с этикетки диска. – 15 экз. – 311с., с.186-192.
6. Городилов, Л.В., Маслов, Н.А., Першин, А.И. Моделирование режимов работы системы гидроударных устройств ковша активного действия гидравлического экскаватора [Текст] / Л.В. Городилов, Н.А. Маслов, А.И. Першин // Перспективы инновационного развития угольных регионов России [Электронный ресурс]: Сборник трудов VII Международной научно-практической конференции. – Прокопьевск: филиал КузГТУ в г. Прокопьевске, 2020. – 1 электрон. опт. диск (CD-R). – Загл. с этикетки диска. – 15 экз. – 311с., с.77-83.
7. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2019. - № 5, с.29-34.
8. Абрамов, А.Д., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Инновационные разработки студенческого научного объединения СГУПС - производству [Текст] / А.Д. Абрамов, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2020. - № 3, с.66-70.

Сведения об авторе

Маслов Николай Александрович, ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, кафедра Подъёмно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины; ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, лаборатория моделирования импульсных систем

УДК 621.878.4

РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ ДЛЯ ПРОКОЛА ГРУНТА

Минин В.В.¹, Клешинин В.Ю.¹

1. ФГАОУ ВО Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

Опыт проектирования сменного рабочего оборудования универсального малогабаритного погрузчика свидетельствует о необходимости установления рациональных значений конструктивных параметров. Проведенное исследование позволило получить зависимости аддитивного критерия оптимизации от установленной мощности двигателя, тягового усилия и коэффициента сцепления движителей с поверхностью.

Ключевые слова: универсальный малогабаритный погрузчик, сменное рабочее оборудование, оптимизация параметров.

SYSTEM ESTIMATION OF THE PARAMETERS OF A UNIVERSAL SKID-STEER LOADER AND ITS REPLACEMENT EQUIPMENT

Minin V.V.¹, Kleshnin V.Yu.¹

1. Siberian Federal University, Krasnoyarsk

The experience of designing replaceable working equipment for a universal skid-steer loader indicates the need to establish rational values of design parameters. The research made it possible to obtain the dependence of the additive optimization criterion on the installed engine power, tractive effort and coefficient of adhesion of wheels to the surface.

Key words: universal skid-steer loader, replaceable working equipment, parameters optimization.

Специфика функционала универсального малогабаритного погрузчика (УМП) определяет математические методы численной оптимизации

ции его параметров (линейное и нелинейное программирование, градиентные методы и т.п.). Однако, разработка оборудования, эффективность которого зависит от тяговых характеристик УМП (например, сменное рабочее оборудование для разработки горизонтальных скважин в грунте), наряду с требованиями повышения технического уровня и конкурентоспособности требует создания нового методологического подхода к решению поставленной задачи.

Проведенный анализ математических моделей взаимосвязи параметров универсальных машин (различных по функциональному назначению и разнородности выполняемых технологических операций) свидетельствует, что сущность задачи сводится к решению уравнений с приближенными левой и правой частями, т.е. с некорректными задачами отыскания приближенного решения уравнений по приближенной части. Таким образом, традиционный (дифференцированный) подход к разработке УМП и его оборудования не отвечает требуемой точности по критерию дисперсии параметров, т.к. предполагает проведение n отдельных исследований для m подсистем. Системный же анализ подразумевает исследование не только m подсистем, но и $m(n-1)$ связей между ними.

Одним из методов оптимизации параметров на основе безразмерных критериев взаимосвязи параметров [1].

С использованием теории подобия и аппарата анализа размерностей разработан комплексный критерий взаимосвязи основных конструктивных, энергетических и эксплуатационных параметров, который позволяет свести многокритериальную задачу к однокритериальной за счет введения обобщенного критерия вместо ряда частных критериев. Аддитивный критерий оптимизации:

$$\Phi_N = \frac{QH}{N} + \frac{Z}{QG} * \sqrt[3]{\frac{NG^2}{H^2}}.$$

где Q – производительность машины; N – установленная мощность двигателя; G – масса (сила тяжести) машины; H – линейный размер; Z – грузоподъемность (грузоподъемная сила).

На основе известных уравнений классической механики, масса машина была определена через тяговое усилие. Аддитивный критерий оптимизации после преобразования:

$$\Phi_N = \frac{QH}{N} + \frac{Z}{Q \frac{F}{\varphi g}} * \sqrt[3]{\frac{N \left(\frac{F}{\varphi g}\right)^2}{H^2}}.$$

где F – тяговое усилие; φ – коэффициент сцепления движителей с поверхностью; g – ускорение свободного падения.

На рисунке 1. показана функция зависимости аддитивного критерия оптимизации от установленной мощности N и тягового усилия F .

Как видно из рисунка 1, угловой коэффициент функции $\Phi_N(F)$ меняется в зависимости от установленной мощности N , следовательно, градиент функции $\Phi_N(F, N)$ меняется неравномерно. Полученный график позволяет определить параметр функции, от которого производная имеет большее значение, следовательно, влияющий в большей степени на значение функции.

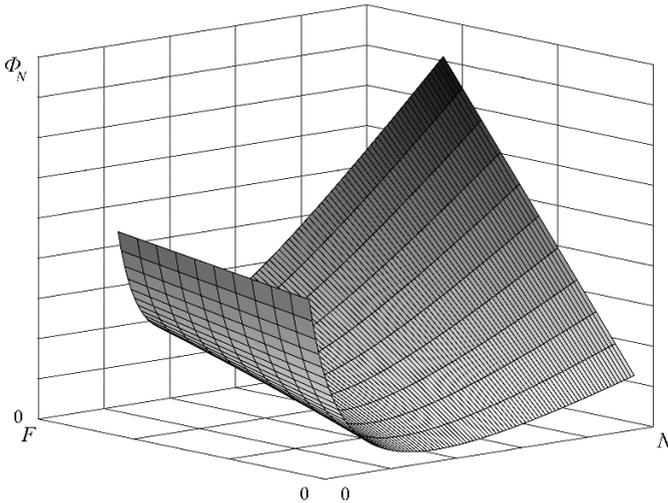


Рис. 1. Функция зависимости аддитивного критерия оптимизации от установленной мощности двигателя N и тягового усилия F

Полученная зависимость определяет рациональный путь повышения эффективности УМП и его сменного оборудования.

На рисунке 2. показаны зависимости аддитивного критерия оптимизации от установленной мощности двигателя при различных значениях коэффициента сцепления. При увеличении последнего, локальный минимум функции смещается в сторону увеличения мощности, а значение аддитивного критерия уменьшается.

На основании проведенной системной оценки параметров универсального малогабаритного погрузчика можно утверждать, что в реальных условиях, постоянно меняющегося коэффициента сцепления движителей с поверхностью, погрузчик работает в неоптимальном режиме.

Возможным решением является разработка адаптивного сменного рабочего оборудования, позволяющего изменять коэффициент сцепления движителей с поверхностью и тяговые характеристики УМП в реальном времени таким образом, чтобы достигалась максимальная эффективность.

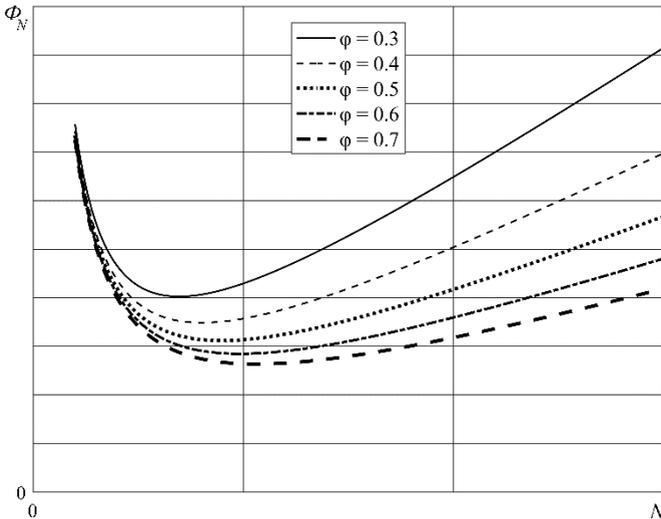


Рис. 2. Функции зависимости аддитивного критерия оптимизации от установленной мощности двигателя N для различных значений коэффициента сцепления движителей с поверхностью φ

В результате проведенного исследования были сделаны следующие выводы:

1. Разработан аддитивный критерий энергетических и эксплуатационных параметров (установленной мощности двигателя и тягового усилия).
2. В результате моделирования в среде MatLab выявлено смещение локального минимума функции аддитивного критерия оптимизации от установленной мощности двигателя УМП от значений коэффициентов сцепления движителей с поверхностью.
3. Предложена гипотеза, что адаптивное сменное рабочее оборудование для прокола УМП позволит повысить его эффективность при работе на поверхности при варьировании коэффициента сцепления движителей.

Список литературы

1. Минин, В.В., Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков: монография. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2012. – 304 с.

УДК 629.3.027.2:656.137

СИСТЕМЫ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Мукушев Ш.К.¹, Миклухина О.С.¹

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), г. Омск

В настоящее время наблюдается тенденция к увеличению производства в отечественной и зарубежной промышленности машин, выполненных на пневмоколесных шасси среднего и легкого класса. Это объясняется мобильностью, быстродействием и маневренностью этих машин при выполнении технологических операций в дорожном строительстве, сельском и коммунальном хозяйстве.

Вместе с тем усилие поворота управляемых колес таких машин значительно выше в сравнении с автомобильными и другими транспортными средствами аналогичной производительности из-за особенности конструкции и эксплуатации машин.

Ключевые слова: Гидрообъемное рулевое управление, насос, гидросистема, гидромашин, клапан подпитки, энергия потока рабочей жидкости.

HYDRO-VOLUME STEERING SYSTEMS

Sh.K. Mukushev, O.S. Miklukhina

1. Siberian state automobile and road University (SibADI), Omsk

Currently, there is a tendency to increase production in the domestic and foreign industry of machines made on air-wheeled chassis of medium and light class. This is due to the mobility, speed and maneuverability of these machines when performing technological operations in road construction, agriculture and utilities.

At the same time, the turning force of the controlled wheels of such machines is significantly higher in comparison with automobile and other vehicles of similar performance due to the design and operation of the machines.

Key words: Machine for flameless pipe cutting, hydraulic drive, feed, cutting speed, cutter drive.

Большинство мобильных машин, выполненных на базе пневмоколесных шасси, имеют общий принцип изменения направления движения: посредством поворота управляемых колес или складывания шарнирных полурам, что позволяет применять для них однотипные гидравлические рулевые механизмы.

В связи с увеличением производства машин среднего и легкого класса возрастают требования к компактности и удобству монтажа узлов этих машин, в т.ч. рулевого привода.

Наиболее широкое распространение в управлении поворотом колесных машин получили устройства, где в качестве системы управления применяются гидравлические устройства с обратной механической или гидравлической связью, т.е. гидромеханические и гидрообъемные рулевые механизмы.

Основным отличием гидрообъемного рулевого управления (ГРУ) от гидромеханического является использование в ней вместо механической обратной связи между управляющим устройством и исполнительным гидроцилиндром специального управляющего узла – насоса-дозатора.

Таким образом, система ГРУ представляет собой самостоятельный замкнутый контур, т.е. автономную следящую систему, включенную к самостоятельному замкнутому контуру гидравлической следящей системы управления [1].

Схемы ГРУ разделяются на одноконтурные и двухконтурные [2].

В одноконтурных системах весь поток рабочей жидкости, поступающей в исполнительный гидродвигатель, проходит через один контур, включающий дозирующую гидромашину.

В двухконтурных схемах рабочая жидкость поступает в гидродвигатель по двум контурам, включающим усилитель потока, в которых поддерживаются относительно постоянные соотношения потоков [3].

Одноконтурные ГРУ наиболее просты по устройству, их целесообразно применять на более легких машинах, например, на колесных тракторах тяговых классов 0,6...2,0.

Основными параметрами ГРУ являются [3]: максимальное усилие F , развиваемое исполнительным механизмом, наибольший рабочий ход L выходного звена, быстродействие, оцениваемое минимальным временем t_{\min} , за которое совершается полный ход выходного звена гидроцилиндра. В то же время для проведения расчетов и сравнительной оценки параметров ГРУ удобнее пользоваться обобщенным параметром, не зависящим от кинематики и конструкции рулевого привода и механизма

поворота – энергоспособностью $E = F \cdot L$, т.е. максимальную работу, которую способен совершить исполнительный механизм за полный ход. Потребная величина энергоспособности исполнительного гидроцилиндра в общем случае может быть определено по формуле:

$$E = M_{c \max} \cdot \alpha \cdot \frac{1}{\eta_{\text{п}}}, \quad (1)$$

где $M_{c \max}$ - максимальный момент сопротивления повороту управляемых колес; α - полный угол поворота управляемых колес из одного крайнего положения в другое; $\eta_{\text{п}}$ - КПД передачи от исполнительного гидроцилиндра до механизма поворота.

Выражая E через давление p и рабочий объем V гидроцилиндра, получим:

$$V = \frac{M_{c \max} \cdot \alpha}{p_{\text{кл}} \cdot \eta_{\text{п}}} \cdot k, \quad (2)$$

где $p_{\text{кл}}$ - максимальное рабочее давление в системе, определяемое настройкой предохранительного клапана.

$k = 1, 1, 1, 3$ – коэффициент запаса.

Задаваясь числом оборотов рулевого колеса ($n = 5$), можно определить основной конструктивный параметр ГРУ – рабочий объем (объем рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр за 1 оборот рулевого колеса)

$$q = \frac{V}{k_c \cdot n}, \quad (3)$$

где k_c - коэффициент скольжения, учитывающий внутренние утечки рабочей жидкости, зависящий от ее давления и вязкости, а также от схемы ГРУ и качества изготовления узлов, $k_c \approx 1$.

Одним из важнейших требований, предъявляемых к рулевому управлению, является необходимость обеспечения возможности управления при неработающем насосе с помощью насоса-дозатора [4,5]. В связи с этим рабочий объем насоса-дозатора независимо от класса трактора нужно определять исходя из максимального усилия, прикладываемого водителем к рулевому колесу

$$q_{\text{д}} = 2\pi F_{\text{рк}} \cdot r_{\text{рк}} \frac{1}{p_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (4)$$

где $F_{рк}$ - максимальное усилие на рулевое колесо; $r_{рк}$ - радиус рулевого колеса; p_d - давление, развиваемое насосом-дозатором и необходимое для поворота трактора; η_m - механический КПД насоса-дозатора.

Сопоставление результатов, полученных по формулам (3) и (4), позволит установить целесообразность применения одноконтурных или двухконтурных схем ГРУ для того или иного трактора.

В случае. Если $Q \leq Q_d$ - применяется одноконтурная схема, если $Q > Q_d$ - необходимо использовать двухконтурную схему с усилителем потока.

Важным условием обеспечения точности управления является высокий объемный КПД насоса-дозатора при относительно малой скорости вращения. Практика показывает, что для обеспечения надежности управления объемный КПД должен быть не менее 0,9 при скорости вращения 50 об/мин.

Номинальный поток рабочей жидкости, подаваемый в систему, определяется из условия обеспечения минимального времени поворота из одного крайнего положения в другое.

$$Q_{п} = \frac{V}{t_{\min}} \cdot \frac{1}{\eta_0}, \quad (5)$$

где η_0 - объемный КПД.

Кроме того, с учетом количества оборотов, необходимо соблюдение условия:

$$\frac{n}{[\omega_{рк}]} \leq t_{\min} \quad \text{или} \quad n \leq [\omega_{рк}] \cdot t_{\min}, \quad (6)$$

где $[\omega_{рк}]$ - допускаемая угловая скорость вращения рулевого колеса.

Таким образом, для определения подачи рабочей жидкости в систему необходимо исходить из условия обеспечения возможности вращения рулевого колеса с максимально допустимой скоростью $[\omega_{рк}] = 90$ об/мин с рабочим объемом насоса-дозатора не более 80 ... 120 см³/об выполненных по одноконтурной схеме для тракторов тяговых классов 0,6...2,0.

Системы рулевого управления можно представить как гидросистему с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости. Для тракторов легкого типа системы рулевого управления, выполненные по одноконтурной схеме, можно рассматривать как автономную следящую систему замкнутого типа без питающего источника.

Исходя из вышеизложенного, предлагаются схемы ГРУ запатентованные в СибАДИ.

Изобретение [6], представленное на рисунке 1, относится к транспортным средствам, а именно к гидрообъемным системам рулевого управления транспортного средства.

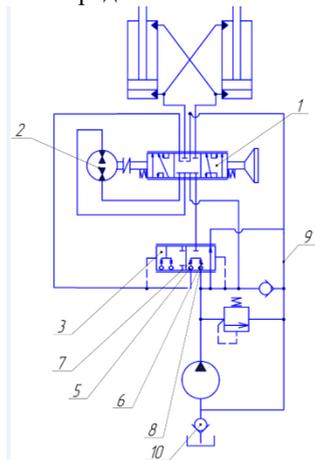


Рис. 1. Гидрообъемное рулевое управление по патенту № 171215

Сущность изобретения: гидрообъемное рулевое управление включает трехпозиционный восьмилинейный распределитель 1 следящего действия, насос - мотор 2, двухпозиционный пятилинейный распределитель 3. В указанном распределителе 3 в четвертой и пятой линиях установлены обратные клапаны 5, 6 и дроссели 7, 8. В левой позиции распределителя 3 четвертая и пятая линии соединены между собой и с первой линией, вторая и третья линии не соединены между собой, а в правой позиции четвертая и пятая линии соединены между собой, но не соединены с первой линией, а вторая линия соединена с третьей линией, которая соединена со сливной гидролинией 9. Во всасывающей гидролинии насоса установлен обратный клапан 10, а сливная гидролиния 9 системы рулевого управления соединена со входом питающего насоса и составляет вместе с ним систему с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

Таким образом, предлагаемая система ГРУ отличается экономичностью, так как в качестве источника питания можно установить гидронасос меньшей производительности, выполняющий функцию подпиточного насоса.

В результате модернизации предлагаемой схемы был получен патент на полезную модель № 182 004.

Изобретение [7], представленное на рисунке 2, относится к транспортным средствам, а именно к гидрообъемным системам рулевого управления транспортного средства.

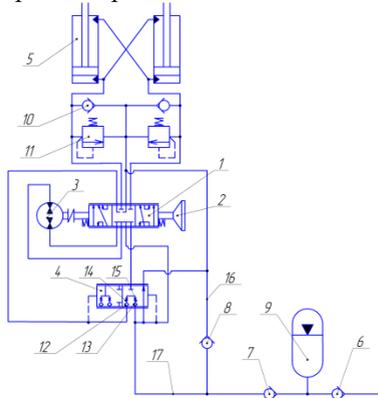


Рис. 2. Гидрообъемное рулевое управление по патенту № 182004

Сущность изобретения: гидрообъемное рулевое управление включает трехпозиционный восьмилинейный распределитель 1 следящего действия, управляемый через рулевое колесо 2, насос - мотор 3, кинематически связанный с трехпозиционным восьмилинейным распределителем 1, двухпозиционный пятилинейный распределитель 4.

В указанном распределителе 4 во второй и третьей линиях установлены обратные клапаны 12, 13 и дроссели 14, 15. В левой позиции распределителя 4 вторая и третья линии соединены между собой и с пятой линией, первая и четвертая линии не соединены между собой, а в правой позиции вторая и третья линии соединены между собой, но не соединены с пятой линией, а первая линия соединена с четвертой линией, которая соединена со сливной гидролинией 16. В сливной гидролинии 16 установлен обратный клапан 8, а на всасывающей гидролинии 17 установлен гидропневмоаккумулятор 9, который подлочен к гидросистеме рабочего оборудования через обратный клапан 6, подпитывающий гидросистему рулевого управления через обратный клапан 7. На гидролиниях исполнительных гидроцилиндров 5 установлены противовакуумный клапана 10 и противоударный клапана 11.

Применение гидропневмоаккумулятора в качестве подпитывающего устройства в гидросистеме с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости усложняет конструкцию, снижает его надежность. В связи с этим предлагается установить в замкнутую гидролинию специальный клапан подпитки, который позволяет использовать в системе подпитки энергию потока рабочей жидкости гидронасоса рабочего оборудования.

Клапан подпитки, изображенный на рисунке 3, представляет собой двухпозиционный четырехлинейный гидроуправляемый распределитель 1 который устанавливается в напорную гидролинию рабочей гидросистемы. Правая управляющая полость 2 распределителя соединена с напорной гидролинией насоса Н, а левая 3 – с всасывающей гидролинией ГРУ. Кроме того, в левой управляющей полости 3 устанавливается пружина 4, жесткость которой рассчитывается таким образом, что бы удерживать данный распределитель 1 в представляющей позиции. В случае необходимости подпитки гидросистемы замкнутой циркуляции рабочей жидкостью давление в левой полости управления снижается и золотник распределителя перемещается влево, тем самым совершает подпитку жидкости в замкнутую систему.

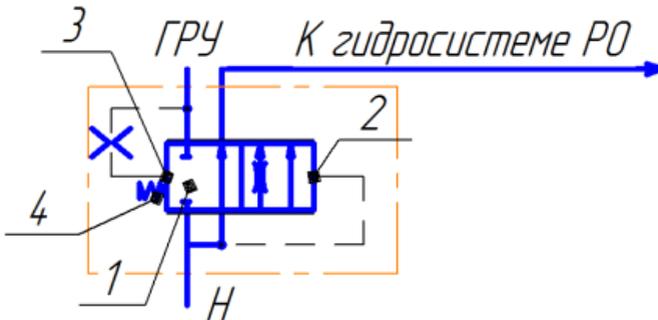


Рис. 3. Клапан подпитки

Таким образом представленный клапан позволяет исключить из системы ГРУ как подпиточного насоса, так и гидропневмоаккумулятора.

Заключение. В связи с необходимостью оснащения парка колесных дорожно-строительных машин унифицированными конструкциями ГРУ предполагается наиболее целесообразно применять для тракторов тяговых классов 0,6 – 2.0 одноконтурные схемы, которые представляют собой гидросистему с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости. Это позволит исключить из системы источник питания и использовать в качестве подпитывающего устройства клапан, который периодически позволяет использовать энергию потока рабочей жидкости основного насоса рабочий гидросистемы.

Список литературы

1. Любимов Б.А. Объемные гидроприводы рулевого управления колесных самоходных сельскохозяйственных машин. "Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы"/ Любимов Б.А. Червяков Е.Н., Судаков Ю.И.// Обзорная информ. ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. – М., 1980. – 40 с.
2. Мукушев Ш.К. Совершенствование объемного гидропривода рулевого управления дорожно-строительных машин : автореф. дис... канд. техн. наук : 27.04.07 /; науч. рук. проф. В.С. Щербаков. ; СибАДИ. – Омск, 2007. – 17 с.
3. Любимов Б.А. Обоснование схем и основных параметров унифицированных объемных гидроприводов рулевого управления колесных тракторов./ Любимов Б.А. Червяков Е.Н. // Тр. НАТИ– М. 1975.– вып. 242.
4. ГОСТ 27254-87 (ИСО 5010-84). Машины землеройные. Системы рулевого управления колесных машин.–М.: Изд-во стандартов, 1987.–19 с.
5. ОСТ 23150-80. Тракторы колесные. Объемный гидропривод рулевого управления. Технические требования.– М.: Типография НАТИ, 1981.–8 с.
6. Полез. модель 171215 РФ : МПК7 В62D 5/06 : ГИДРООБЪЕМНОЕ РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ / Ш.К. Мукушев, Д.Г. Карпенко, А.Ю. Зайков, И.С. Иванов; СибАДИ. - № [2017100763](#); заявл. 10.01.2017 ; опубл. 24.05.2017, Бюл. № 15.
7. Полез. модель 182004 РФ : МПК7 В62D 5/07 : ГИДРООБЪЕМНОЕ РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ / Ш.К. Мукушев, В.В. Филиппи ; СибАДИ. - № [201714186](#); заявл. 30.11.2017 ; опубл. 31.07.2018, Бюл. № 22.

УДК 621.873.2

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПРОТИВОУГОННЫХ ЗАХВАТОВ

Набатчиков М.А.¹

1. ФГАОУ ВО "Российский университет транспорта"

Противоугонные устройства важная и ответственная часть крана, но из-за того, что часть из них уже устарели или вообще отсутствуют встает вопрос их замены. В связи с этим появляется необходимость проводить испытания старых захватов или устанавливать новые и более современные, но система испытаний указанная на данный момент в ГОСТ 25251-82 является неудобной и трудоемкой, на основании этого было принято решение о создании нового технологичного стенда для их испытания.

Ключевые слова: противоугонные захваты, ветровые нагрузки, правила безопасности, угон крана, угонная сила, сопротивление передвижению.

DEVELOPMENT OF A STAND FOR TESTING ANTI-THEFT GRIPPERS

Nabatchikov M.A.¹

1. Russian University of transport

Anti-theft devices are an important and responsible part of the crane, but due to the fact that some of them are already outdated or do not exist at all, there is a question of replacing them. In this regard, there is a need to test old grippers or install new and more modern ones, but the test system specified at this point in GOST (Russian: ГОСТ) 25251-82 is inconvenient and time-consuming, and on the basis of this, it was decided to create a new technological stand for testing them.

Keywords: anti-theft grips, wind loads, safety rules, crane hijacking, hijacking force, resistance to re-movement.

Грузоподъемные краны на рельсовом ходу, работающие на открытом воздухе, должны быть снабжены противоугонными устройствами, предотвращающими угон крана по рельсовому пути под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния. [1]

Эти устройства должны предотвращать самопроизвольное движение крана и грузовой тележки, при ветре давлением, превосходящим допустимое для кранов рабочего состояния (обычно $q = 125$ Па), и достигающим предельного значения, нормированного ГОСТ 1451—77 для района установки крана.

Противоугонные устройства являются одним из наиболее ответственных элементов крана; они регламентированы рядом обязательных нормативных документов. В соответствии с ГОСТ 27584-88 козловые краны должны быть оборудованы противоугонными захватами с машинным или ручным приводом. При использовании машинного привода должна быть предусмотрена возможность приведения в действие устройств вручную или должны устанавливаться дополнительные ручные захваты или стопоры.[2]

Стандарт СЭВ СТ СЭВ 725—77 для кранов с пролетом более 40 м предусматривает обязательное применение приводных противоугонных устройств; при этом краны меньших пролетов можно оснащать противоугонными устройствами в ручном приводе, если доступ к ним при эксплуатации не затруднен.

Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения требуют, чтобы при использовании рельсовых захватов в качестве противоугонных устройств их конструкция должна позволять закрепление крана на всем пути его перемещения. Если применены захваты, губки которых охватывают головки крановых рельсов с нижних сторон, то в соответствии с ГОСТ 27584-88 на каждом рельсе должно быть установлено по два захвата. Этим предотвращается отказ захвата от работы при расположении его под соединительными рельсовыми накладками.[2]

Для козловых кранов общего назначения можно выделить следующие основные группы этих устройств: стопоры, ручные и приводные рельсовые захваты (принудительного и автоматического действия).

Стопоры нашли применение только в особых случаях — в районах с особо высокой ветровой нагрузкой кранов нерабочего состояния — динамическим давлением 1500-1700 Па, когда трудно или невозможно удерживать краны с помощью рельсовых захватов. Стопоры выполняют в виде закладных штырей, заводимых в гнездо рам ходовых тележек и проушин кронштейнов якорных блоков, размещаемых у стояночного участка кранового пути.

Рельсовые захваты целесообразно выполнять автоматическими приведением их в действие при достижении ветром заданной скорости вне зависимости от наличия на кране электропитания.

Захваты принудительного действия с машинным приводом могут работать только при наличии электропитания, что несколько снижает надежность защиты крана от угона ветром. Очевидно, ручные захваты, приводящиеся в действие непосредственно крановщиком или подкрановым рабочим, не могут в ряде случаев обеспечить необходимую безопасность крана.

Однако на практике подавляющее большинство козловых кранов общего назначения оснащено ручными противоугонными захватами (включая и относительно крупные краны грузоподъемностью 10... 20 т и пролетами 32... 40 м).

Приводными захватами снабжены преимущественно краны большой грузоподъемности и значительных пролетов, а также имеющие большую стоимость специальные, например, контейнерные краны.

Такое положение объясняется рядом причин.

Одной из них является относительно высокие сложность и стоимость приводных противоугонных захватов принудительного действия, составляющая 10... 15 % стоимости самого крана,

Захваты автоматического действия опасны своим внезапным срабатыванием при частых в эксплуатации отключениях электропитания. Приводные захваты всех видов требуют особо тщательного регулирования и ухода; они весьма чувствительны к неисправностям крановых путей.

Вместе с тем практически можно обеспечить определенную степень безопасности против угона ветром кранов с ручными противоугонными захватами при исправном состоянии механизма передвижения крана и крановых путей и надлежащем обслуживании кранов. В особенности это относится к небольшим кранам с электроталью, обладающим

относительно небольшой парусностью и не выходящих по высоте за пределы десятиметровой зоны.

Весьма благоприятны с данной точки зрения и краны с трубчатой решетчатой металлоконструкцией.

Во всех случаях, за редкими исключениями, при увеличении скорости ветра исправно действующие тормоза механизма передвижения при наличии работоспособной ветровой сигнализации позволяют крановщику оставить кабину крана и привести в действие ручные противогонные захваты. Однако для крупных кранов, часто перекрывающих трудные для перемещения крановщика площадки, например, нижние склады леспромхозов, бассейны-отстойники, штабели насыпного груза и др., следует признать необходимым применение приводных захватов. Особенно это относится к интенсивно эксплуатируемым кранам, где становятся ощутимыми потери времени на закрепление и освобождение ручных захватов. Во всех случаях при выборе типа и конструкции захватов следует иметь в виду, что к ним, как и ко всем устройствам безопасности, предъявляются повышенные требования надежности, стабильности работы, удобства и минимальной трудоемкости обслуживания.

По способу взаимодействия с рельсами различают самозатягивающиеся (самозаклинивающиеся) захваты и захваты с принудительным захватом головки рельса.

Удерживающее усилие, создаваемое захватом, должно на 10...20 % превышать угонную силу. При определении расчетного значения этой силы, приходящейся на каждый из захватов, следует учитывать наиболее неблагоприятное распределение ветровой нагрузки и горизонтальной составляющей весовой нагрузки между опорами.

При оценке разгружающего действия сопротивления передвижению, удельные сопротивления передвижению следует принимать без учета дополнительных сопротивлений на ребордах колес.

При расчете захватов действие тормозов следует учитывать только при наличии систем плавной остановки. При этом для двух-двигательного привода вводимое в расчетное тормозное усилие не должно превышать минимальной силы сцепления, определенной с учетом уменьшения вертикальной нагрузки.

Захваты всех типов удерживаются на рельсах в результате сил трения между поверхностями головок рельсов и рабочими поверхностями захвата (губками рычагов, эксцентриками). Коэффициент μ сцепления рабочих поверхностей с рельсом может изменяться в широких пределах в зависимости от формы поверхности губок, термообработки и состояния губок и рельса (попадание смазочного материала, загрязнения ит.

п.). Наибольшим этот коэффициент может быть при наличии насечки на поверхностях губок (или эксцентриков) и твердости их материала HRC 55.[2]

На данный момент существует несколько проблем:

1. При перевозке кранов противоугонные захваты могут быть забыты или утеряны
2. Часть новых кранов изготовитель поставляет без противоугонного оборудования
3. При продаже крана или перевозке крана может смениться ветровой район
4. Большинство старых кранов не оборудованы противоугонными захватами (либо уже все сломаны) или оборудованы простыми механическими захватами, часть из которых в силу своих лет уже не могут обеспечить должное удерживающее усилие.

В соответствии с ГОСТ 27584-88 при проведении приемосдаточных и периодических испытаний проверяют работу противоугонных устройств по технологии изложенной в ГОСТ 25251-82:

“Удерживающая сила противоугонных устройств должна проверяться приложением к одной из ходовых тележек крана, приходящегося на захват этой тележки расчетного противоугонного усилия при полностью разомкнутых тормозах механизмов передвижения крана и затянутом захвате противоугонного устройства данной тележки.

Тяговое усилие прикладывают к ходовой тележке лебедкой (или другим устройством) через динамометр.

Для противоугонных устройств с ручным приводом усилие, прикладываемое к штурвалу или рычагу, не должно превышать 200 Н.

Проверку проводят и при сухих и при влажных поверхностях рельсов и рабочих органов противоугонных устройств.”[3]

Данная технология испытаний достаточно трудоемкая и не всегда выполняется при проведении испытаний крана.

На основании этого, работая инженером-конструктором в ЗАО «ИТЦ «КРОС», я получил задание на проектирование автоматического противоугонного захвата. Во время проектирования захвата появился вопрос его испытания.

Метод предложенный в ГОСТ является очень трудоемким, а от известного и запатентованного стенда пришлось отказаться из-за сложности конструкции и высокой цены изготовления.[8]

На основании этого было принято решение разработать новый стенд для испытания противоугонных захватов.

Общий вид стэнда для испытания противоугонных захватов-представлен на рисунке 1.

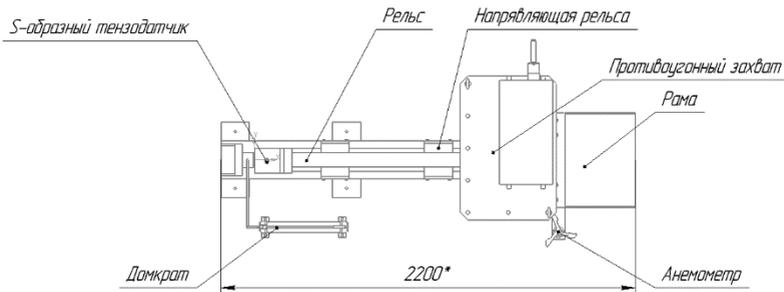


Рис. 1. Стэнд для испытания противоугонных захватов

Описание работы:

Противоугонное устройство жестко фиксируется на стенде, затем в направляющие помещается рельс и зажимается губками противоугонного устройства (под каждый тип рельса предусмотрены свои направляющие), между рельсом и стенкой располагается низкопрофильный домкрат грузоподъемностью 25 тонн, между рельсом и домкратом помещается S-образный тензодатчик. Подается давление на гидравлический домкрат и при проскальзывании рельса тензодатчик замеряет максимальное удерживающее усилие.

А так-же для проверки автоматического включения противоугонных устройств при воздействии ветра стэнд оборудован анемометром.

На данный момент стэнд рассчитан только для испытания захватов на статические нагрузки. В будущем стэнд будет модернизирован и для испытания на динамические нагрузки.

Список литературы

1. Александров М.П, и др. Грузоподъемные машины."Машиностроение", 1986.
2. Абрамович И.И., Котельников Г.А. Козловые краны общего назначения, "Машиностроение", 1983.
3. ГОСТ 25251-82. Краны козловые электрические. Методы испытаний.
4. ГОСТ 1451-77 Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения.
5. ГОСТ ЭД1 22827-86 (СТ СЭВ 725-77) Краны стреловые самоходные общего назначения. Технические условия. Экспортное дополнение.

6. «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения».
7. ГОСТ 27584-88. Краны мостовые и козловые электрические. Общие технические условия.
8. Стенд для испытания противоугонных захватов [Текст] : пат. 450986 Рос. Федерация : МПК G01M 19/00.

УДК 625.085: 69.002.5

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ДЛЯ ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩЕЙ МАШИНЫ

Павлов Ю.Н.¹, Кондратьев А.В.¹, Кочканын С.М.¹, Масленников Д.Г.¹

*1. ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет,
г. Тверь*

Представлена конструкция гидравлического вибровозбудителя, позволяющая в широком диапазоне регулировать параметры вибрационного воздействия и предназначенная для грунтоуплотняющей машины. Выполнено сравнение двух вариантов конструктивных решений. Приведены результаты стендовых и полевых испытаний изготовленного экспериментального образца.

Ключевые слова: грунтоуплотняющая машина, вибровозбудитель, частота колебаний, амплитуда, уплотнение, стендовые испытания.

TEST RESULTS OF HYDRAULIC VIBRATION EXCITER FOR SOIL COMPACTING MACHINE

Pavlov Yu.N.¹, Kondratiev A.V.¹, Kochkanyan S.M.¹, Maslennikov D.G.¹

1.Tver State Technical University, Tver

The design of a hydraulic vibration exciter is presented, which allows to adjust the parameters of the vibration effect in a wide range and is intended for a soil compacting machine. Two variants of design solutions are compared. The results of bench and field tests of the manufactured experimental sample are presented.

Keywords: soil compacting machine, vibration exciter, vibration frequency, amplitude, compaction, bench tests.

Последние полвека мы наблюдаем, как гидравлический привод занимает главенствующую позицию в конструкциях строительных и дорожных машин, заменяя привод механический. Сегодня большинство вибрационных грунтоуплотняющих машин оснащаются объёмным гид-

роприводом рабочего оборудования, но при этом колебательное движение рабочего органа (вибровальца, виброплиты, вибробруса) генерируют центробежные вибровозбудители, валы которых вращаются гидромоторами. Как пример, в типичном виброприводе дорожного катка для уплотнения грунтов и бетонов имеется двойное преобразование энергии: механическое вращение вала двигателя внутреннего сгорания насосный агрегат преобразует в энергию рабочей жидкости под давлением, которая подаётся на гидромотор, где опять преобразуется в механическую энергию вращения дебалансного вала центробежного вибровозбудителя. Дополнительное преобразование энергии влечёт за собой существенные потери, и создание для уплотняющих машин эффективного гидравлического вибровозбудителя позволит эти потери энергии устранить.

Разработка новых конструкций гидравлических вибровозбудителей для рабочих органов грунтоуплотняющих машин проводится на кафедре «Строительные и дорожные машины и оборудование» Тверского государственного технического университета начиная с 1980 года [1,2]. Изготовлено и испытано несколько моделей и натуральных образцов, реализующих различные режимы вибровоздействия на уплотняемый материал: вибротрамбование (низкая частота и значительная по величине амплитуда колебаний) и вибрирование, в том числе и с частотой более 100Гц. В отличие от центробежных вибровозбудителей, предлагаемые конструкции создают направленные колебания, имеют широкий диапазон регулирования параметров вибрации, позволяют воздействовать на уплотняемый материал с периодически изменяемой частотой.

В качестве основной конструктивной схемы для вибровозбудителей, работающих с частотой более 100Гц, выбрана конструкция поршневого типа, приведенная на рисунке 1. Поршень 5 разделяет внутреннее пространство цилиндрического корпуса 2 на две рабочие полости: верхнюю и нижнюю. Для слива рабочей жидкости из рабочих полостей в корпусе выполнены два ряда сливных отверстий. По наружной поверхности на корпус с возможностью вращения одето распределительное кольцо с зубчатым приводным венцом 1. Кольцо снабжено системой сквозных отверстий, ряды которых расположены на одном уровне с отверстиями корпуса. При вращении распределительного кольца рабочая жидкость, поступающая под давлением от насосной магистрали, поочередно сливается из рабочих полостей устройства, причём, если в одной из полостей происходит слив рабочей жидкости, то другая полость в этот момент заперта. Сверху и снизу на корпусе с использованием болтовых соединений и уплотнительных устройств монтируются

крышки: специальная верхняя 4, специальная нижняя 8, простая верхняя 3, простая нижняя 7. Специальные крышки обеспечивают вход рабочей жидкости в полости вибровозбудителя в виде радиальных струй, соосных сливным отверстиям корпуса. Простые крышки имеют опорные площадки для крепления вибровозбудителя и входные штуцера для соединения с напорной магистралью гидросистемы. Пружина 9 при отсутствии перепада давлений удерживает поршень в среднем положении.

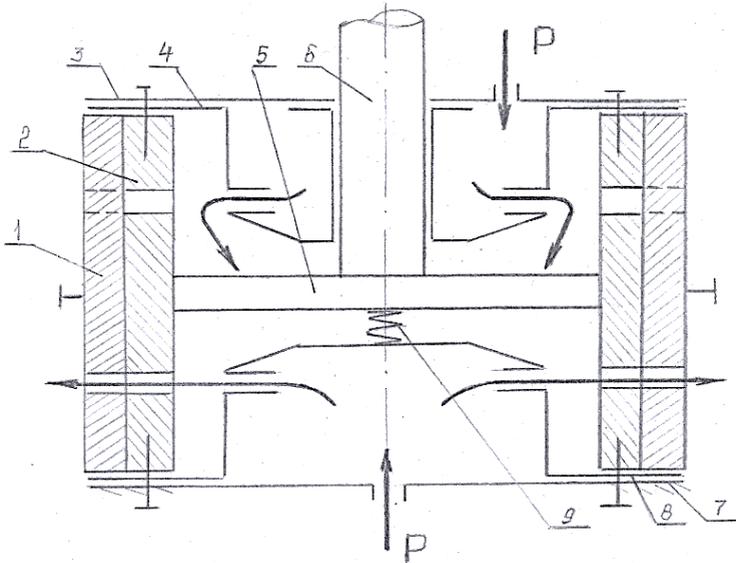


Рис. 1. Схема конструкции гидравлического вибровозбудителя

В зависимости от перепада давления в полостях возникает вынуждающая сила, которая приводит в колебательное движение относительно корпуса поршень со штоком 6 и присоединённую к ним массу. Частота колебаний задаётся угловой скоростью вращения кольца и количеством отверстий для слива в корпусе и кольце. Амплитуду, при заданном диаметре поршня, определяет объём слива рабочей жидкости за период колебаний (является функцией площади сливных отверстий, времени слива и давления в полостях). Специальные крышки, разделяя поток рабочей жидкости на струи, направленные по осям сливных отверстий в корпусе, способны создать дополнительное снижение давления в полости слива за счёт эффекта эжекции и увеличить амплитуду колебаний.

Для экспериментального подтверждения этих положений были проведены сравнительные стендовые испытания двух вариантов конструкции: со специальными крышками и без них. После получения амплитудно-частотной характеристики для вибровозбудителя со специальными крышками он был разобран и с тем же корпусом и распределительным кольцом собран вариант конструкции без специальных крышек, приведённый на рисунке 2.

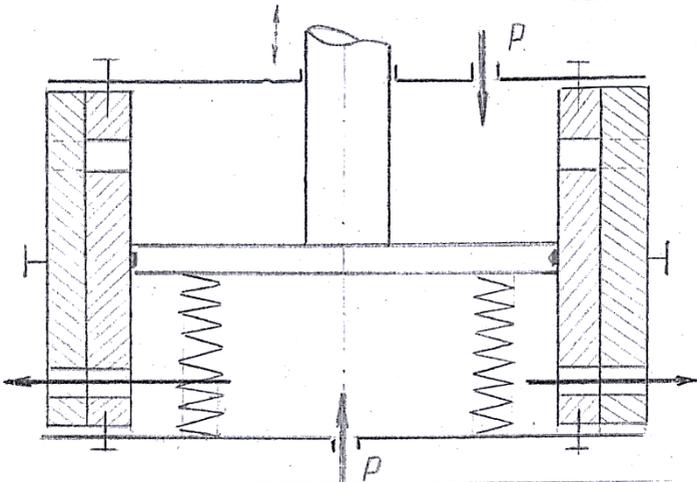


Рис. 2. Схема конструкции вибровозбудителя без специальных крышек

Обработка экспериментальных данных показала, что в диапазоне частот от 130 до 780Гц амплитуда у вибровозбудителя со специальными крышками оказалась на 10 – 12% выше.

Для проверки работоспособности высокочастотного вибровозбудителя при уплотнении грунта в полевых условиях экспериментальный образец был установлен на прицепную грунтоуплотняющую машину [3] с рабочим органом в виде соосных валцов, посаженных на ось, соединенную с поршнем и штоком вибровозбудителя. Вид машины приведён на рисунке 3. После трёх последовательных проходов по специально подготовленной отсыпке супесчаного грунта с изменением частоты в пределах от 130 до 220Гц с целью определения коэффициентов уплотнения грунта проводился отбор проб до глубины 0,8 м. При этом использовался метод режущего кольца, причём на каждом горизонте отбиралось не менее трёх образцов. Максимальная плотность грунта в отсыпке определялась с помощью прибора стандартного уплотнения. Полученные результаты опытного уплотнения при проходе с частотой 140Гц иллюстрирует график на рисунке 4. В отличие от испытанного

ранее модельного рабочего органа грунтоуплотняющей машины [4], разрыхления верхнего слоя нет и коэффициенты уплотнения имеют более высокую величину. Проверить эффективность уплотнения при воздействии на грунт с частотами выше 220Гц на данной экспериментальной грунтоуплотняющей машине не удалось, так как вибровоздействие с малыми амплитудами гасилось в сочленениях рабочего органа (главным образом в соединении оси с вальцами).



Рис. 3. Экспериментальная грунтоуплотняющая машина

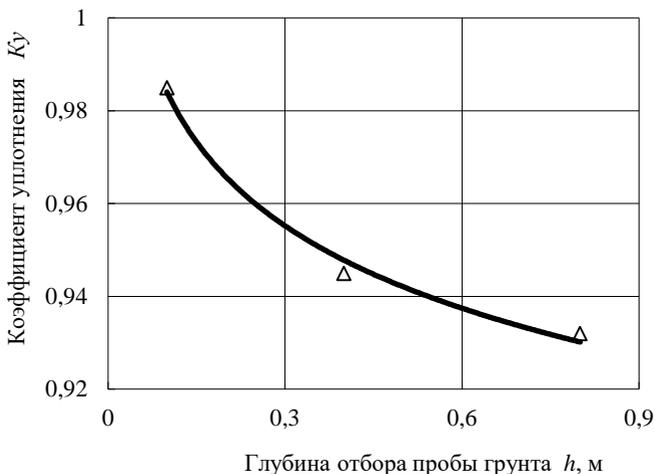


Рис. 4. Зависимость коэффициента уплотнения грунта от глубины

Проведённые испытания рассмотренной выше конструкции вибро-возбудителя подтвердили его работоспособность при работе с высокой частотой (до 220Гц). Возможность реализации более высоких частот при уплотняющем воздействии на грунт следует проверить в новой конструкции грунтоуплотняющей машины. Для исследования процесса вибрационного уплотнения интересен рабочий орган, представляющий собой виброплиту, на которой жёстко закреплён корпус вибровозбудителя, а инерционная балластная масса монтируется на штоке.

Кроме грунтоуплотняющих машин, разработанные конструкции вибровозбудителей могут быть адаптированы для виброплощадок, вибропогружателей, виброрыхлителей. В связи с этим, исследования и опытно-конструкторские работы по созданию и совершенствованию гидравлических вибровозбудителей для рабочих органов строительных машин следует продолжать.

Список литературы

1. А.С. СССР 990330. Вибровозбудитель / Мясников А.Б., Мошков А.Г.; Заявл. 20.02.81. Оpubл. 23.01.1983. Бюл. № 3.
2. А.С. СССР 1202631. Вибровозбудитель / Мясников А.Б., Павлов Ю.Н., Мясников Б.А.; Заявл. 28.05.84; Оpubл. 07.01.1986. Бюл. № 1.
3. Павлов, Ю.Н. Грунтоуплотняющая машина с гидравлическим вибровозбудителем / Павлов Ю.Н., Кондратьев А.В., Кочканян С.М., Масленников Д.Г.// Вестник Тверского государственного технического университета. Серия: Технические науки. № 3 (3)Тверь: ТвГТУ, 2019. С.56-63.
4. Павлов Ю.Н., Кондратьев А.В., Масленников Д.Г., Кочканян С.М. Исследование вибрационного рабочего органа грунтоуплотняющей машины. Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей технологического и энергетического оборудования: Межвузовский сборник научных трудов. Тверь: ТвГТУ, 2019. С. 87-91.

Сведения об авторах

Павлов Юрий Николаевич – Тверской государственный технический университет (ТвГТУ), кафедра «Строительные и дорожные машины и оборудование»

Кондратьев Александр Владимирович – Тверской государственный технический университет (ТвГТУ), кафедра «Строительные и дорожные машины и оборудование»

Кочканян Сейран Микаелович – Тверской государственный технический университет (ТвГТУ), кафедра «Строительные и дорожные машины и оборудование»

Масленников Дмитрий Георгиевич – Тверской государственный технический университет (ТвГТУ), кафедра «Строительные и дорожные машины и оборудование»

УДК 621.873.2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ МЕХАНИЗМА ШАГАЮЩЕГО ЭКСКАВАТОРА

Пахомов Е.Г.¹, Белый В.А.¹, Счастливленко С.А.¹, Демьян Е.С.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Экскаваторы шагающие-полноповоротные электрические землеройные машины с рабочим оборудованием драглайна на шагающем ходу. Они предназначены для копания грунтов, как ниже, так и выше уровня стоянки, прочностью от I до IV категории включительно с укладкой породы в выработанное пространство или на борт забоя. При этом грунты III-IV категорий должны быть заранее разрыхлены взрывом на всю глубину забоя.

Ключевые слова: Экскаватор, модернизация, усовершенствование, землеройные машины, механизм шагания.

DETERMINATION OF FORCES IN THE ELEMENTS OF THE PASSING EXCAVATOR MECHANISM

Pakhomov E.G.¹, Bely V.A.¹, Schastlvenko S.A.¹, Demyan E.S.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Excavator's walking-full-revolving electric earth-moving machines with dragline working equipment on a walking course. They are designed for digging soils, both below and above the level of the parking lot, with strength from I to IV categories inclusively, with the laying of rock in the worked-out space or on the side of the face. In this case, an explosion to the entire depth of the face must previously loosen soils of III-IV categories.

Key words: Excavator, modernization, improvement, earth-moving machines, walking mechanism.

Экскаваторы шагающие применяются на открытых разрезах в угольной промышленности, черной и цветной металлургии, промышленности строительных материалов, а также на строительстве каналов ирригационных систем и различных гидро-технических сооружений. Невысокие значения давления на грунт при работе и передвижении в сочетании с высокой маневренностью позволяют использовать их для работы на слабых грунтах и в стесненных условиях.

Анализ конструкций механизмов шагания, разработанных различными заводами и научно-исследовательскими институтами, показал, что большинство механизмов шагания являются гидравлическими и им уделялось много научных работ и исследований. В свою очередь механические конструкции, приведенные в этом разделе, являются очень сложными как для изготовления, так и для исследований, из-за большого количества сложно изготавливаемых деталей и конструктивных решений, надежность которых вызывает сомнения. Нами осуществлена модернизация приводного механизма шагания за счет установки рычажной системы новой конструкции, что позволило увеличить скорость движения экскаватора.

Поэтапные аналитические исследования механизма шагания экскаватора-драглайна ЭШ 6.5/45.

Осуществим расчет уравнений для определения усилий при движении экскаватора по наклонному участку с углом наклона 6° рисунок 1.

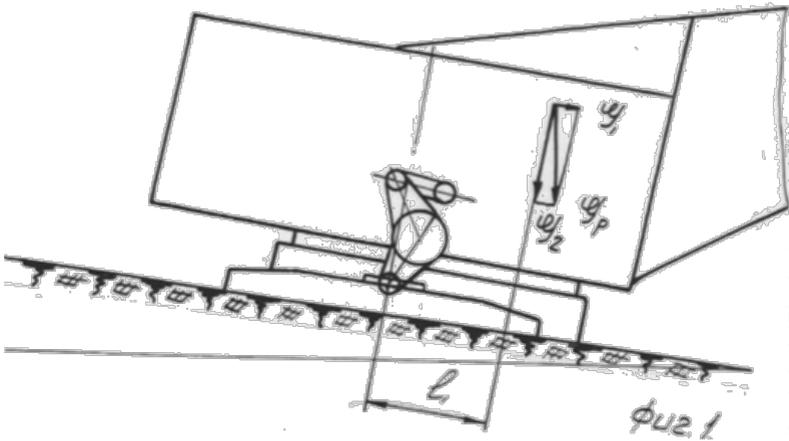


Рис. 1. Расчетная схема возникающих усилий от веса экскаватора

Раскладывая вес экскаватора без лыж (и без ковша при движении с ковшом на земле) на направление, перпендикулярное пути перемещения и параллельное пути движения, получим:

$$\zeta_1 = \zeta \cdot \sin \alpha$$

$$\zeta_2 = \zeta \cdot \cos \alpha$$

Совмещая направление действия силы ζ_2 с вертикалью, получим расчетную схему рисунок 2.

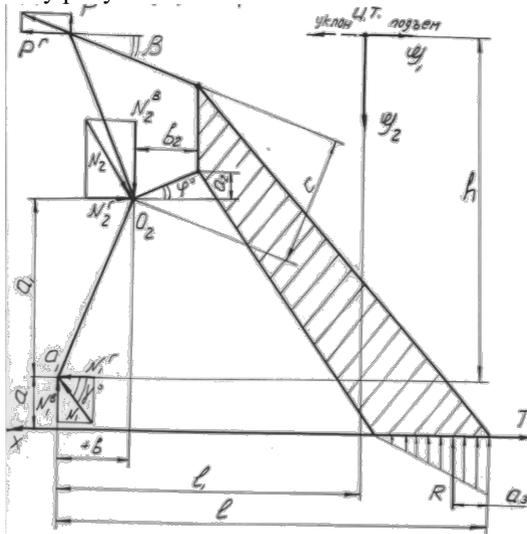


Рис. 2. Расчетная схема

Из условия равновесия экскаватора

$$\sum x = 0$$

$$N_1^r - \zeta_1 - T = 0 \tag{1}$$

$$\sum y = 0$$

$$\zeta_2 - N_1^B - R = 0 \tag{2}$$

$$\sum M_{O1} = 0$$

$$\zeta_2 l_1 + \zeta_1 h - R(l - a_3) - Ta = 0 \tag{3}$$

Кроме этого

$$T = R\mu \tag{4}$$

Подставляя уравнение (4) в уравнение (3), а также заменяя $\zeta_1 = \zeta \cdot \sin \alpha$ и $\zeta_2 = \zeta \cdot \cos \alpha$, получим:

$$R = \frac{\zeta(l_1 \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)}{l - a_3 + a\mu} \tag{5}$$

Из уравнения (2)

$$N_1^B = \zeta \cos \alpha - R \tag{6}$$

Из уравнений (1) и (4)

$$N_1^F = \zeta \sin \alpha + R\mu \quad (7)$$

Из условия равновесия ноги

$$\sum M_{02} = 0$$

$$P \cdot c - N_1^F \cdot a_1 - N_1^B \cdot b_1 = 0$$

(Составляющая $N_1^B \cdot b_1$ имеет в конце шага положительное значение)

$$P = \frac{N_1^F a_1 + N_1^B b_1}{c} \quad (8)$$

$$\sum x = 0$$

$$N_2^F = N_1^F + P^F = N_1^F + P \cdot \cos \beta \quad (9)$$

$$\sum y = 0$$

$$N_2^B = N_1^B + P^B = N_1^B + P \cdot \sin \beta \quad (10)$$

Крутящий момент, выходной вал механизма шагания без учета к.п.д.

$$M_{кр.в.} = N_2^F \cdot a_2 + N_2^B \cdot b_2 \quad (11)$$

Уравнения (1)-(11) справедливы при движении на подъем. При движении под уклон становящийся вес ζ_1 меняет знак на обратный. В таблице 1 приведены формулы для всех случаев шагания.

Таблица 1

Формулы для всех случаев шагания

Движение на подъем	Движение по горизонтали	Движение под уклон
$R = \frac{\zeta_w(l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)}{l - a_3 + a\mu}$	$R = \frac{\zeta_w l}{l - a_3 + a\mu}$	$R = \frac{\zeta(l_1 \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha)}{l - a_3 + a\mu}$
$N_1^B = \zeta_w \cos \alpha - R$	$N_1^B = \zeta_w - R$	$N_1^B = \zeta_w \cos \alpha - R$
$N_1^F = \zeta_w \sin \alpha + R\mu$	$N_1^F = R\mu$	$N_1^F = \zeta_w \sin \alpha - R\mu$

Вывод: Таким образом полученные уравнения позволяют рассчитать усилия, действующие на конструкцию механизма шагания при движении экскаватора по различным поверхностям. Определены основные

параметры экскаватора-драглайна ЭШ 6.5/45, выбраны расчетные положения, положения центра тяжести, определена скорость движения и перераспределение нагрузок при движении по участку с поперечным уклоном 3° и 6°.

Список литературы

1. Модернизация рабочего оборудования цепного траншейного экскаватора Романович М.А., Белов А.И. В сборнике: Образование. Наука. Производство. Материалы X Международного молодежного форума с международным участием. 2018. С. 1149-1152.
2. Adequacy assessment of the simulation of construction machines' dynamic transmission systems Zhulai V.A., Ustinov Yu.F., Romanovich M.A. В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2019. С. 012087.
3. The grinding bodies movement dynamics study in a ball mill equipped with energy-exchanging devices A Romanovich, A Osalou, V Mamatova and E Pahomov 2019 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 698 066037 <https://doi.org/10.1088/1757-899X/698/6/066037>
4. Определение усилий и мощностей основных приводов карьерного экскаватора без элементов графического решения Кувшинкин С.Ю. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. № 3. С. 961-967.
5. Определение тяговых усилий, возникающих на тележках роторного экскаватора большой единичной мощности Милосердов Е.Е., Минеев А.В. Интеллектуальный потенциал XXI века: ступени познания. 2012. № 10-1. С. 178-182.
6. О применении электромеханических систем для ограничения динамических нагрузок упругих механизмов Пятибратов Г.Я. Электротехника. 2018. № 1. С. 43-49.

УДК 625.8; 614.86

СНИЖЕНИЕ АВАРИЙНОСТИ НА ГОРОДСКИХ ДОРОГАХ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ СПЕЦИАЛЬНЫХ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Пенчук В.А.

ГОУ ВПО Донбасская национальная академия строительства и архитектуры г. Макеевка

Вопросы безопасности движения наземных транспортно-технологических машин (НТТМ) на городских дорогах были и будут всегда актуальны. Особенно это касается специальных НТТМ таких как машины скорой помощи, пожарные машины, машины ДПС и другие.

В работе предложена и проанализирована технология обеспечения безопасности движения специальных машин с использованием системы ГЛОНАСС и современного уровня развития GPS.

Ключевые слова: специальные наземные транспортно-технологические машины, дороги городские, безопасность, аварии, ГЛОНАСС, GPS.

REDUCING ACCIDENTS IN URBAN AREAS ROADS WHEN MOVING SPECIAL GROUND TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Penchuk V. A.

Donbas national Academy of civil engineering and architecture, Makeevka

The issues of traffic safety of ground transport and technological machines (GTTM) on urban roads have always been and will always be relevant. This is especially true for special GTTM such as ambulances, fire trucks, traffic police vehicles, and others.

The paper proposes and analyzes the technology for ensuring traffic safety of special vehicles using the GLONASS system and the current level of GPS development.

Keywords: special ground transport and technological machines, urban roads, safety, accidents, GLONASS, GPS.

Специальные наземные транспортно-технологические машины (НТТМ) - это сложное техническое транспортное средство, машины, механизмы имеющие четко определенное назначение, разрабатывается с учетом специфики сферы применения. Системным анализом конструкций и принципов работы наземных транспортно-технологических машин установлено, что имеется довольно большая группа машин специального назначения, которые в соответствии с нормативными документами оборудуются световыми и звуковыми сигналами. Ярким примером спецтехники - машины скорой помощи, пожарные машины, машины ДПС и военные машины. Чем более надежная и «умная» спецтехника, тем выше уровень жизни в конкретном государстве.

Специальные сигналы на НТТМ позволяют им перемещаться по городским дорогам с некоторыми привилегиями, но именно с этими машинами часто происходят дорожно-транспортные аварии.

Безопасность проезда скорой помощи оживленного перекрестка даже с включенными звуковыми и световыми сигналами зависит от многих факторов, а, главное – нет четкой и оперативной информация водителей о том, откуда и в каком направлении и с какой скоростью движется машина скорой помощи [1].

Первоначально рассматриваем получение звуковой информации от машины скорой помощи пешеходами, которые в этот момент оказался

рядом с автомобилем. Для получения достоверной информации необходимо, чтобы в этот момент не было других сигналов кроме скорой помощи. Практически это многофакторный и вероятностный процесс, который можно рассматривать с использованием диаграммы Исикава [2].

Для стандартных решений установлены следующие ориентировочные расстояния распространения звука в «средней» воздушной среде (температура воздуха - $+20^{\circ}\text{C}$; влажность - отсутствует; ветра нет (таблица)).

Таблица 1

Дальность распространения звука

Тип звука	Единица измерения	Расстояние
Взрыв	км	12...15
Сирена	км	7...10
Рокот двигателя трактора	км	3...4
Автомобильный гудок, лай собаки	км	2...3
Крик человека	км	10...15
Рубка, пилка деревьев	км	0..5

Определить пешеходу направление звукового сигнала при условиях постоянной его подачи и достаточной силы не составляют особого труда, если бы не многочисленные отвлекающие факторы (рис.1).

Процесс поступления звукового сигнала спецмашины к водителю другого автомобиля еще более сложный и многофакторный, чем для пешехода.

Для детального исследования многофакторного явления необходимо использовать совокупность различных статистических методов, которые предназначены для проверки гипотез, и связи между исследуемыми факторами. Следует изучить те факторы, которые контролируют обстоятельства эксперимента и влияют на конечный результат. Наиболее наглядно количественную и качественную оценку отдельных факторов можно опять же представить диаграммой Исикавы.

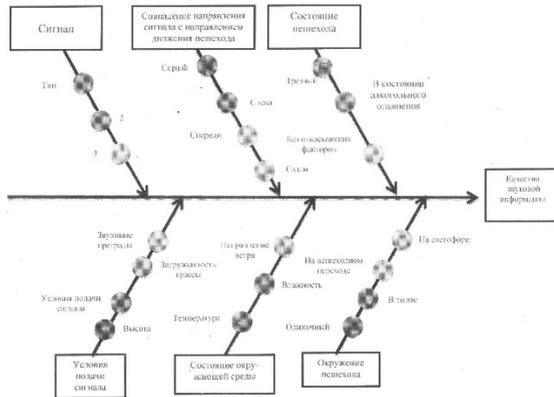


Рис. 1. Диаграмма Исикавы для поступления сигнала от машины скорой помощи к пешеходу

В современных машинах делается весьма серьезная шумозащита для комфорта как водителя, так пассажиров. Кроме того звуковой сигнал от спецмашины может быть не прямой, а многократно отраженный и заглушаемый внутренней музыкой и или разговорами пассажиров. Наглядно факторы влияющие на мощность звукового сигнала спецмашины, который достигает до водителя и обязывающий принять определенный маневр показан на рис. 2.

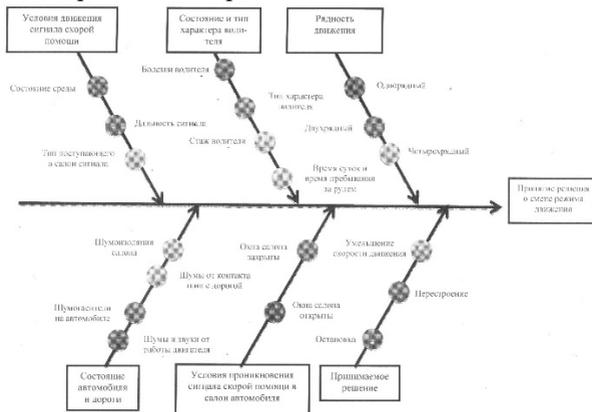


Рис. 2. Диаграмма Исикавы для правильного принятия решения водителем автомобиля при сигнале машины скорой помощи

Как видно из факторов рис. 2, у водителя автомобиля не всегда есть четкое понимание, с какой стороны идет звук от спецмашины, кроме

того сигнал может быть неожиданным и водитель с ним был ранее не знаком. Сказанное выше, говорит о том, что традиционная система оповещения пешеходов о водителях и о движении специальных технологических машин не обеспечивает их безаварийное перемещение, необходимо переходить на более высокий технологический уровень.

ГЛОНАСС – навигационная система первоначально была разработана для военных нужд, однако, в последнее время ее стали широко использовать и в гражданском секторе.

Эта система позволяет определять координатное расположение практически любого объекта. Высокая точность достигается при помощи взаимодействия космических спутников, специального наземного оборудования, а также передающего и принимающего сигналы устройства, установленного на автомобиле или любом другом транспортном средстве. Кроме того, точность позиционирования может быть повышена за счет использования информации от GSM-станций. Отметим, что особенно это касается перемещения объекта по городским дорогам. Чтобы предложить новую технологию безопасного движения спецмашин по городским дорогам, необходимо четко представить, как работает навигация по ГЛОНАСС [4;5;6;7;8]:

Для того, чтобы работала наблюдения за транспортом, необходимо ее дооборудовать специальным датчиком Gps-Трекинга.

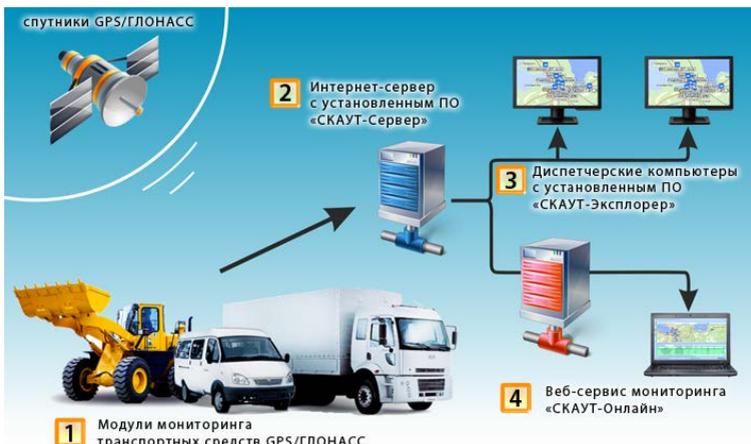


Рис. 3. Современная система мониторинга местоположения автомобиля

При помощи ГЛОНАСС можно вычислить координаты движущихся навстречу друг другу машин и при нахождении машины на повороте встречного движения выводить на экран расстояние до встречного

автомобиля. Также возможно выводить на экран расстояние до автомобиля, находящегося спереди, особенно актуально это будет при междугородних перевозках и при движении в плотном транспортном потоке, где вероятность аварии наиболее велика. Отслеживая количество автомобилей и заторы на участках улично-дорожной сети, возможно направлять транспортные потоки по объездным направлениям, что позволит повысить пропускную способность дороги и как следствие повысить скорость, качество и количество грузовых и пассажирских перевозок. Только массовое производство комплектующих и оборудования на базе ГЛОНАСС с использованием специализированной доступной, дешевой, технологичной элементной базы позволит снизить стоимость систем, работающих с сигналом российской навигационной системы. Внедрение навигационно-телематических систем, наряду с другими мерами, — важный шаг по формированию общей культуры дорожного движения. Предлагаемые сегодня компаниями-разработчиками решения, позволяют, как минимум, эффективно контролировать скоростной режим и состояние механизмов. Развитие навигационной системы ГЛОНАСС позволяет «умно» управлять светофорами, что как уже реально установлено, сократить количество дорожно-транспортных происшествий и огромный ущерб от них (рис. 4).

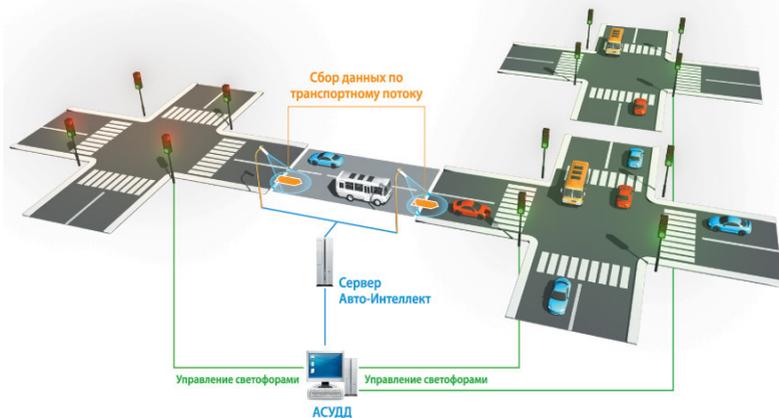


Рис. 4. Схема управления светофорами

В зависимости от условий движения, система самостоятельно определит, за сколько времени нужно заблокировать радио и передать

предупреждение, и, как говорят, сможет прервать даже воспроизведение музыки с помощью компакт-дисков или Bluetooth.

В Швеции изучается возможность применения новой технологии, которая будет прерывать радиопередачи в автомобильных приемниках, чтобы сообщить об их приближении. Они будут блокировать радиосигнал на FM частоте, а также останавливать воспроизведение музыки, где это технологически возможно. Оптимальное время для предупреждения, по крайней мере, от 10 до 15 секунд, чтобы привлечь внимание автомобилистов на ранней стадии, уменьшить стресс, который ухудшает безопасность дорожного движения [9].

Вместе с тем возможна технология, при которой электронная система будет посылать на радиоприемник голосовое предупреждение и сообщение на информационно-развлекательные системы автомобиля, чтобы информировать водителей о том, что приближается аварийный автомобиль [10].

В недалеком будущем перемещение специальных машин будет контролироваться на новом технологическом уровне, который наглядно представлен на рис. 5.

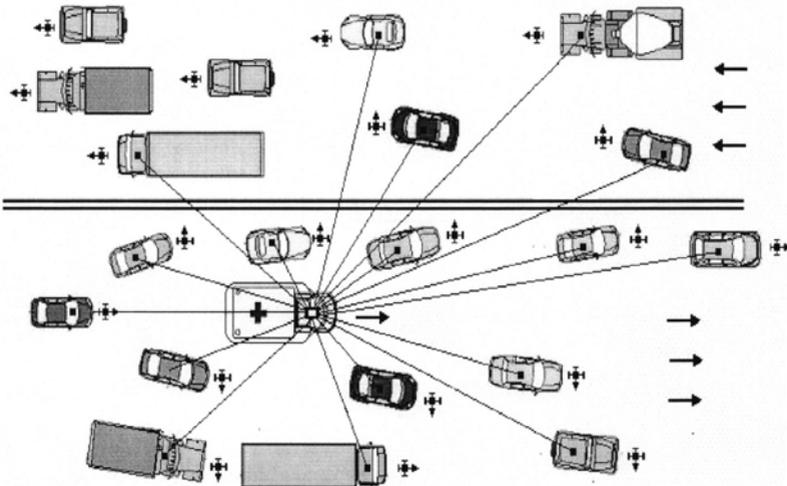


Рис. 5. Технология оповещения для транспортных средств о перемещении спецмашины

Технология оповещения для транспортных средств, согласно которой предлагается в автомобиле участника дорожного движения установить блок спутниковой навигации, дополнительный выход которого соединен через блок автоматического управления приемника с дополнительным входом блока регистрации оперативной информации для сигнализации о подключении блока спутниковой связи. Все автомобили в направлении движения спецмашины получают конкретную информацию о направлении и скорости ее перемещения.

Список литературы

1. Короткий, А.А. Дорожно-транспортные происшествия: основные причины, анализ аварийности, методы снижения/ А.А.Короткий, О.А. Бахтеев// Безопасность техногенных и природных систем.- Ростов н/Д: ДГТУ, 2019 - № 2 - С. 56-63.- Текст непосредственный.
2. Большая российская энциклопедия.- URL: <http://alcala.ru/entsiklopedicheskij-slovar/slovar-N/50064.shtml> (дата обращения: 20.05.2020 г.).- Текст: электронный.
3. Звуковые сигналы и расстояния их слышимости.- URL: <https://www.studopedia.org>12-4110/html> (дата обращения: 22.05.2020 г.).- Текст: электронный.
4. Горбунов, А.С. Принцип действия спутниковой GPS-навигации/ А.С. Горбунов, Е.А. Якушкина // Успехи современного естествознания. – 2012 – № 6 – С. 91-92.- URL: <https://natural-sciences.ru/ru/article/view?id=30416> (дата обращения: 21.05.2020 г.).- Текст: электронный.
5. Емельянова, В. Г. Применение системы «ГЛОНАСС» на автомобильном транспорте как один из способов обеспечения безопасности дорожного движения / В. Г. Емельянова // Актуальные вопросы технических наук: материалы II Междунар. науч. конф. (г. Пермь, февраль 2013 г.).- Т. 0.- Пермь: Меркурий, 2013.- С. 85-87.- URL: <https://moluch.ru/conf/tech/archive/73/3475/> (дата обращения: 13.06.2020).- Текст: электронный.
6. Карлащук, В. И. Спутниковая навигация. Методы и средства/ В. И. Карлащук, С. В. Карлащук.- Москва: СОЛОН-Пресс, 2006.- 176 с.- URL: <https://book2.org/book/2583350/7f944b> (дата обращения: 25.04.2020 г.).- Текст: электронный.
7. Приемник спутниковых сигналов навигационных систем ГЛОНАСС/GPS МРК-19.- URL: <http://www.rtf.kgtu.runnet.ru/struct/lab/niirt/mrk19.htm> (дата обращения: 20.04.2020 г.).- Текст: электронный.
8. Принцип и схема работы системы спутниковой навигации...// ArduinoMaster.Ru: [сайт].- URL: <https://www.ArduinoMaster.ru/datchiki-arduino/sistema...gps/> (дата обращения: 26.05.20).- Текст: электронный.
9. Вести.Ru: Новая шведская технология не позволит... URL: <http://www.vesti.ru/doc.html?id=2843880&tid.107655> (дата обращения: 28.05.20).- Текст: электронный.
10. Патент Российской Федерации № 146171, МПК G08B 25/10 (1006/01), G08G 1/00 (2006/01) Устройство оповещения для транспортных средств:

2014109048/08: заявл. 11.03.2014; опубл. 10.10.2014/ Ридигер П.Д.; заявитель и патентообладатель: Ридигер П.Д.- 4 с.- Текст: непосредственный

УДК 621.847

**СТРЕЛОВОЙ САМОХОДНЫЙ КРАН С ИЗМЕНЯЕМОЙ ДЛИНОЙ
СТРЕЛЫ НА ГИБКОЙ ПОДВЕСКЕ И БЕЗРАЗЪЁМНОЙ СТРЕЛО-
ВОЙ ОТТЯЖКОЙ**

Позынич К.П.¹, Попова В. С.¹

*1. ФГБОУ ВО Тихоокеанский государственный университет,
г. Хабаровск*

Работа посвящена увеличению эффективности стреловых самоходных кранов с гибкой подвеской невыемных (жестких) решетчатых стрел за счёт снижения металлоёмкости.

В качестве решения проблемы предлагается использовать канатные стреловые безразъёмные оттяжки, запасованные в несколько ветвей, что позволяет изготавливать их из каната меньшего диаметра.

Ключевые слова: стреловой кран, стрела, гибкая подвеска, стреловая оттяжка, эффективность.

**SELF-PROPELLED BOOM CRANE WITH VARIABLE BOOM
LENGTH ON A FLEXIBLE SUSPENSION AND A NON-REMOVABLE
BOOM DRAWBAR**

Pozynich K.P.¹, Popova V. A.¹

1. Pacific National University, Khabarovsk

The work is devoted to increasing the efficiency of self-propelled boom cranes with flexible suspension of non-movable (rigid) lattice booms by reducing metal consumption. As a solution to the problem, it is proposed to use rope boom non-removable braces, Packed in several branches, which allows them to be made from a rope of a smaller diameter.

Keywords: jib crane, boom, flexible suspension, jib tie, efficiency.

Стреловые самоходные краны общего назначения (ССК) служат для подъёма и опускания грузов и перемещения их на небольшие расстояния в горизонтальной плоскости при производстве строительномонтажных и погрузочно-разгрузочных работ на рассредоточенных объектах.

К стреловым самоходным кранам относятся автомобильные (ходовое устройство включает в себя стандартное шасси грузовых автомобилей нормальной или повышенной проходимости, его силовую уста-

новку, трансмиссию и систему управления), пневмоколесные и гусеничные (ходовое устройство содержит пневмоколесное или гусеничное шасси, приводимое в движение от силовой установки, которая расположена на поворотной части крана), а также краны на специальном (автомобильного типа, специально приспособленном для условий работы кранов) и короткобазовом (специально приспособленном для работы на неподготовленных площадках и в стесненных условиях) шасси. В настоящее время более 80 % от общего парка стреловых самоходных кранов составляют автомобильные краны.

Схема ССК в общем виде представлена на рис.1. Основным видом стрелового оборудования ССК с гибкой (канатной) подвеской стрелы (рис. 1) является невыездная (жесткая) решетчатая стрела.

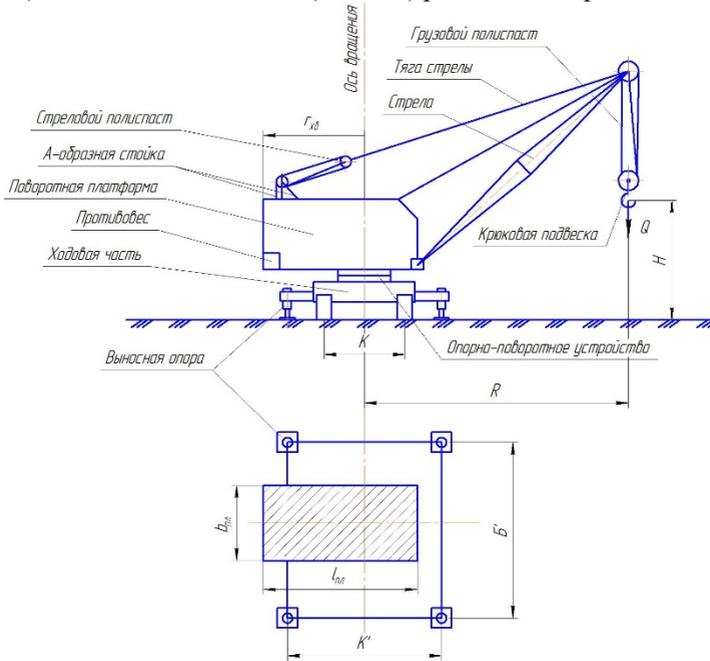


Рис. 1. Схема стрелового самоходного крана общего назначения

Стреловое оборудование вместе с грузовой и стреловой лебедками, механизмом вращения поворотной части крана, узлами их привода, а также кабиной машиниста крана монтируют на поворотной платформе. Для уравнивания крана во время работы на поворотной платформе может устанавливаться противовес.

На поворотной платформе монтируется также двуногая (А-образная) опорная стойка, несущая неподвижную блочную обойму стрелового полиспаста. Платформа закрыта защитным кожухом (капотом), защищающим механизмы крана от пыли и атмосферных осадков.

Рама поворотной платформы соединена с рамой ходового устройства (у автомобильных кранов – с ходовой рамой, закрепляемой на раме шасси) унифицированным опорно-поворотным кругом, который обеспечивает возможность вращения поворотной платформы с рабочим оборудованием в плане.

Стреловое оборудование для подъёма и опускания стрелы с гибкой подвеской (рис.2) состоит в общем случае из стрелового каната, запасованного между блоками неподвижной блочной обоймы, находящимися на оси в вершине А-образной двуногой стойки, и блоками подвижной обоймы, а также стреловой развѣсной отяжки из 2-х канатный тяг, соединяющих подвижную обойму стрелового полиспаста с вершиной стрелы. Один конец стрелового каната закреплѣн на какой-либо из обойм, другой конец закреплѣн и навивается на барабан стреловой лебѣдки.

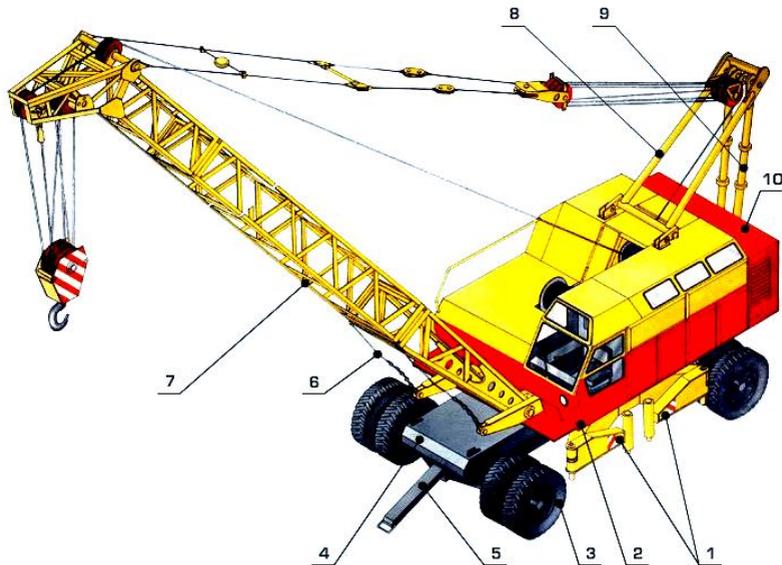


Рис. 2. Общий вид стрелового оборудования ССК с гибкой подвеской стрелы: 6 – ограничитель наклона стрелы; 7 – стрела; 8 – двуногая стойка

Проведённый нами патентный поиск показал интерес исследователей к проблеме повышения эффективности ССК с гибкой подвеской стрелы.

Так, например, известен грузоподъёмный кран, содержащий стрелу с изменяемой посредством вставок длиной и стреловой полиспасть со стреловой оттяжкой, описанный в работе [1].

Недостаток указанного крана заключается в сравнительно большой металлоёмкости его стрелового устройства. Это связано с тем, что в работе предложена стреловая оттяжка небольшой длины, и длинный стреловой канат, поэтому для длинных стрел необходимо иметь на барабане стреловой лебёдки большой запас стрелового каната, увеличенные габариты канатного барабана, повышенную мощность привода стреловой лебёдки.

Известен также кран, содержащий стрелу с изменяемой посредством вставок длиной, оттяжку стрелы, стреловой полиспасть с подвижной обоймой [2]. При длинных стрелах на кране разматывается не стреловой канат, а стреловая оттяжка, которая имеет резервную часть, размещённую на оголовке стрелы. Оттяжка сматывается в относительное большое число витков, что требует значительной прочности кронштейнов для намотки и увеличения прочности металлоконструкции в местах размещения кронштейнов. Недостаток этого крана в том, что концентрация резервной части оттяжки на небольшом участке отрицательно сказывается на металлоёмкости крана. Металлоёмкость крана увеличивается. На длинных и коротких стрелах оттяжка имеет одну и ту же прочность, так как работают и в том и в другом случае две её ветви. В то же время усилие в стреловом полиспасти различное. При короткой стреле она обычно выше, чем при длинной.

В настоящей работе предлагается увеличить эффективность ССК с гибкой подвеской стрелы за счёт снижения металлоёмкости.

За основу достижения цели взято конструктивное решение, предложенное в работе [3]. Поставленная цель достигается тем, что грузоподъёмный кран снабжается траверсой, шарнирно смонтированной на оголовке стрелы, и секторами, установленными на траверсе и подвижной обойме стрелового полиспасть и охватываемыми стреловой оттяжкой, причём концы оттяжки закреплены на траверсе и подвижной обойме полиспасть по оси их симметрии.

Траверса установлена на оголовке стрелы при помощи промежуточных тяг.

Процесс удлинения стрелы и расположение при этом элементов его стрелового устройства показаны на рис.5.

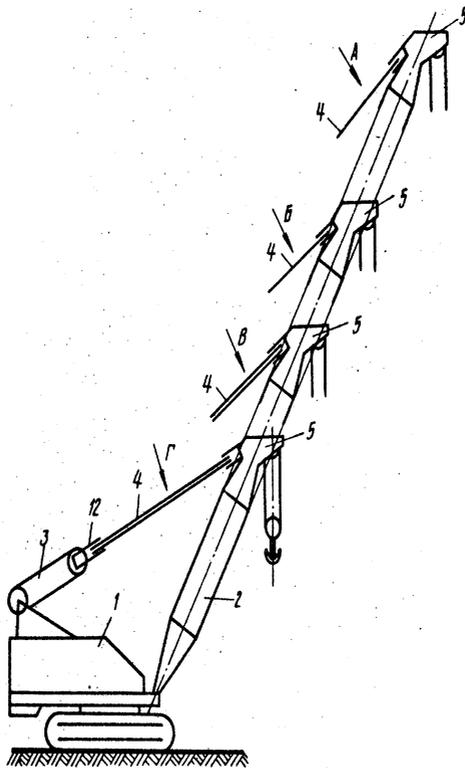


Рис. 5. Процесс удлинения посредством вставок стрелы с безразъёмной стреловой оттяжкой: 1 – поворотная платформа; 2 – стрела; 3 – стреловой полиспасть; 4 – стреловая оттяжка; 5 – оголовок стрелы; 12 – подвижная обойма стрелового полиспаста

При стреле максимальной длины (рис.6, вид А) стреловая оттяжка 4 запасована в две нити. Концы её крепятся на траверсе 6 в точках 7 и 9, а средняя часть охватывает сектор 15 на подвижной обойме стрелового полиспаста 12.

Если убирается одна вставка, стреловая оттяжка запасовывается в три нити, при этом один её конец (рис. 6, вид Б) крепится на траверсе 6 в точке 8, а другой – на подвижной обойме стрелового полиспаста 12.

Если стрела укорачивается вновь, то оттяжка запасовывается в четыре нити (рис.7, вид В). Оба конца оттяжки крепятся на траверсе 12 в точках 7 и 9.

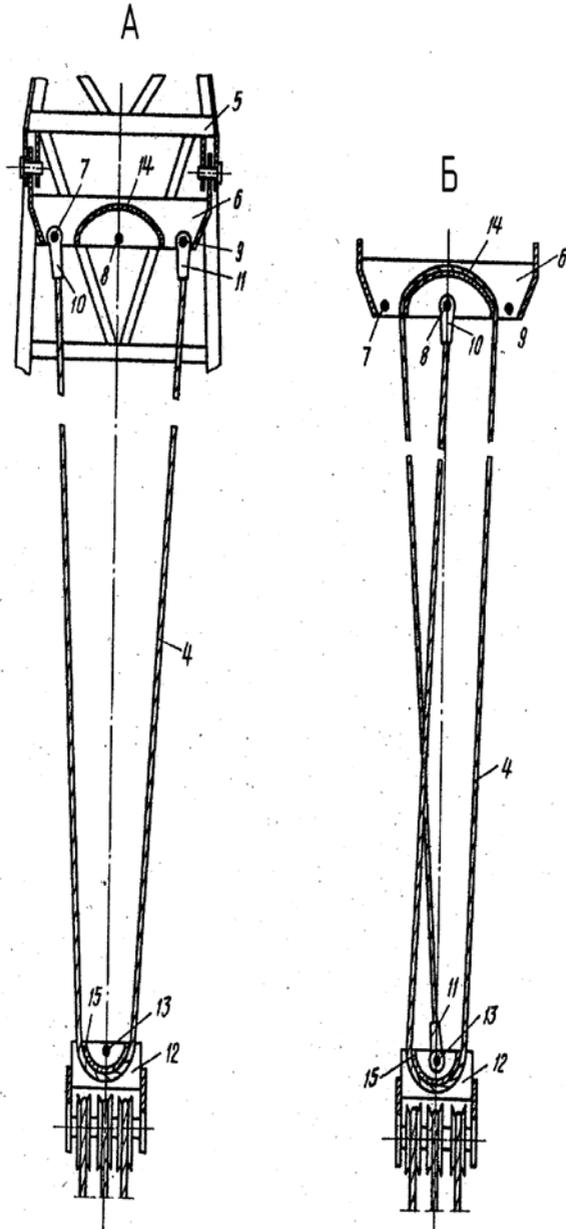


Рис. 6. Положение безразъёмной стреловой оттяжки при стреле максимальной длины (виды А и Б по рис. 5)

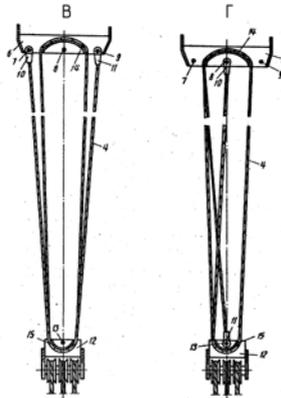


Рис. 7. Положение безразъёмной стреловой оттяжки при укорачивании стрелы (виды В и Г по рис. 5)

При максимальном укорачивании стрелы (рис.7, вид Г) оттяжка запасовывается в пять нитей, причём сектор 14 на траверсе охватывается канатом оттяжки один раз, а сектор 15 на подвижной обойме стрелового полиспаста – два раза.

Таким образом, при укорачивании стрелы кратность запасовки стреловой безразъёмной оттяжки увеличивается.

В заключение отметим, что использование безразъёмной стреловой оттяжки позволяет снизить металлоёмкость стрелового грузоподъёмного крана с гибкой подвеской стрелы по сравнению с известными кранами, в которых при удлинении стрел необходимо использовать набор вставок канатных оттяжек. Это объясняется тем, что в данном случае стреловая оттяжка изготавливается из каната меньшего диаметра, т.к. на короткой стреле запасована в несколько ветвей (кратность максимальна), а на длинных стрелах, нагруженных меньше, число её ветвей уменьшается. Оголовок стрелы не нагружен, улучшается грузовая характеристика крана.

Список литературы

1. Патент США № 2874851, кл. 214-144, 1959.
2. А. с. СССР 783201, МКИ 4 В 66 С 23/26, В 66 С 27/70. Грузоподъёмный кран / И. А.Торопов, Е. А.Боос, С.И. Демидов (СССР). - № 2708949/29-11; заявлено 09.01.79 ; опубл. 30.11.80, Бюл. № 44. - 2 с.
Авторское свидетельство СССР № 783201, кл. В 66 С 23/26, 1978.
3. А. с. СССР 977366, МКИ 4 В 66 С 23/04. Грузоподъёмный кран / И. А.Торопов, Н. И.Чумаков, Н. И. Власова, С.И. Демидов (СССР). - № 3286995/29-11 ; заявлено 08.05.81 ; опубл. 30.11.82, Бюл. № 44. - 2 с.

УДК 621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОГО СКОЛЬЖЕНИЯ И ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ ЛЕНТОЧНО-БАРАБАННОГО МЕХАНИЗМА

Пахомов А.Г.¹, Тихонов А.А.¹, Бабкин М.С.¹, Кучеров Ю.А.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Экспериментальное исследование параметров тяговой способности ленточно-барабанного механизма; дуг покоя и скольжения, коэффициента тяги, сопряжено с большими трудностями в части обеспечения исходных данных и методов измерения, как на лабораторных исследовательских установках, так и на рабочих механизмах. Поэтому получить полную и объективную характеристику тяговой способности не удастся, но и получения отдельных параметров представляет большую ценность для установления достоверности данных, полученных в процессе исследования конечно-элементной модели приводного механизма нории.

Ключевые слова: привод барабана, натяжной барабан, тахометр, натяжное устройство, коэффициент тяги.

INVESTIGATION OF ELASTIC SLIDING AND TRACTION CAPACITY OF THE BELT-DRUM MECHANISM

Pahomov A.G.¹, Tikhonov A. A.¹, Babkin M.S.¹, Kucherov U.A.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Experimental study of the parameters of the traction capacity of the belt-drum mechanism, the rest and sliding arcs, the traction coefficient, is associated with great difficulties in providing initial data and measurement methods both on laboratory research installations and on working mechanisms. Therefore, it is not possible to obtain a complete and objective characteristic of the traction capacity, but also to obtain individual parameters is of great value for establishing the reliability of the data obtained in the course of studying the finite element model of the Noria drive mechanism.

Key words: the drive drum and tension drum, tachometer, traction device, the traction coefficient.

Натурные испытания были проведены на одной из модификаций рабочей нории 350/60 производства Карловского машиностроительного завода с параметрами ленточно-барабанного механизма, которые были реализованы в исследуемой конечно-элементной модели [1]. Отличие заключалось лишь в том, что лента имела не 6, а 8 тяговых прокладок БКНЛ-55 при толщине ленты 15,2 мм. Диаметр не футерованного натяжного барабана составил 930мм, диаметр приводного барабана -912 мм. Масса натяжного барабана вместе с массой подвижной части натяжного механизма $m_6=560$ кг, номинальная частота вращения приводного барабана $n_6= 73,33$ об/мин, погонная масса ходовой части $q_x = 255,4$ Н / м, натяжение от массы холостой ветви ходовой части $S_x = 15324$ Н , масса ходовой части, которая охватывает приводной барабан $m_x= 35,6$ кг.



Рис. 1. Приводной барабан нории 350/60

Приводной барабан футерован резиной толщиной 14 мм, конструктивная схема-белчице колесо (рисунок 1). Натяжной барабан состоял из двух дисков, приваренных к валу и соединенных между собой по кругу приваренными прутками (рисунок 2). Нория имела грузовое натяжное устройство, конструктивное исполнение - на рисунках 3 и 4.

Натяжное устройство содержит круглую платформу для установки контрольных грузов, которая закреплена на вертикальном штоке (рисунок 3). На нижней части штока (рисунок 4) в боковинах на подшипниках установлен натяжной барабан [2].



Рис. 2. Натяжной барабан нории 350/60

Целью экспериментального исследования было определение значения критического коэффициента тяги, соответствующего началу буксования ленты [3]. Методика проведения исследования предусматривала постепенное ступенчатое изменение начального натяжения S_0 путем уменьшения массы дополнительного груза $m_{гр}$ и соответственно увеличения коэффициента тяги до предельного значения, при котором началось отклонение от стабильного значения скорости холостой ветви ленты или частоты вращения приводного барабана n_2 .

Значение коэффициентов тяги устанавливалось по зависимости

$$S_0 = \frac{F_t}{2(S_1 + S)}$$

где $S_1 = \frac{g}{2}(m_{гр} + m_6 + m_x)$ - натяжение ленты в точке набегания ленты на ведомый барабан;

$F_t = q_{гр} \cdot H$ - тяговое усилие на барабане.

Погонная масса груза при производительности 350 т / ч и скорости ленты 3,5 м/с составляет $q_{гр} = 272,2$ Н/м усилие черпания, по данным завода, при расстановке ковшей шириной 400 мм с шагом 195мм непосредственно на ведомом барабане при повороте в заполненном башмаку, составило 1442 Н. С учетом этих данных, тяговое усилие на приводном барабане должно быть равным $F_t=17775$ Н.



Рис. 3 -установка грузового натяжного устройства на башмаку



Рис. 4. крепление натяжного барабана к подвижной части механизма

Как известно, значение скорости ремня в вертикальных приводных передачах сложным образом изменяется на холостой ветке и при огибании ведомого барабана, кроме того, продольные и поперечные упругие колебания делают практически невозможным ее точечное измерение. Поэтому в качестве измеряемого параметра была выбрана частота вращения натяжного барабана [4]. Снижение частоты вращения ниже стабильного значения свидетельствует о начале скольжения на приводном барабане и недостаточности натяжения.

Для измерения этого параметра необходим тахометр высокой точности [5]. Измерение частоты вращения производилось бесконтактным методом электронным тахометром EVM-723 (рисунок 5) с лазерным датчиком и светоотражающим элементом, который устанавливался на

торце вала натяжного барабана. Погрешность измерения тахометра в пределах 6,0 ... 6000 об / мин-0,01%.



Рис. 5. Внешний вид тахометра EVM-723

Тахометр позволяет проводить контактное и бесконтактное измерения в труднодоступных местах на расстоянии до 300 мм частоты вращения и линейной скорости объектов. Память прибора позволяет запомнить до 40 замеров.

При номинальной частоте вращения приводного барабана $n_1 = 73,33$ об/мин и передаточном числе $i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{930}{912} = 1,0197$, номинальная частота вращения натяжного барабана $n_2 = 71,91$ об/мин.

В связи с возможным значительным рассеянием измеряемой частоты вращения допускается отклонение (предельная ошибка) была выбрана в пределах $\pm 0,35$ об / мин. Предыдущие измерения частоты вращения при натяжении грузом 20,5 кг и количества опытов $n = 10$ показали, что стандарт составил $\sigma = 0,648$ об / мин. Соответственно показатель предельной ошибки равна $\Delta = 0,54$. При надежности $H = 0,95$ необходимое количество измерений составит $n = 15$.

Результаты исследований представлены в таблице 1. Столбец, соответствующий критическому коэффициенту φ_k , затемненный

Таблица 1

Значение коэффициента тяги в зависимости от натяжения

Параметр	Размерность	1	2	3	4	5	6	7	8
φ	-	0,486	0,485	0,483	0,482	0,476	0,471	0,468	0,46
S_1	H	2926	2975	3024	3122	3220	3515	3662	3956
$m_{тр}$	кг	0	10,8	20,5	40,6	61	122	151	212
n_2	об/мин	68,3	69,74	71,18	71,12	71,38	71,31	71,57	71,43

Значение частоты вращения n_2 нестабильно, однако достаточно четко прослеживается тенденция его уменьшения с уменьшением натяжения. Согласно полученным данным критический коэффициент тяги должен находиться в пределах $\varphi_k = 0,483 \dots 0,485$, а рабочий $\varphi_0 = 0,48 \dots 0,475$.

Сравнивая полученные значения со значениями критического и рабочего коэффициентов тяги, можно отметить, что эти значения не соответствуют значениям коэффициента тяги для сухого барабана. Это объясняется тем, что при работе внутренняя поверхность ленты покрывается тонким слоем влажной пыли [6]. Капиллярная влага выделяется при сжатии зерновок между лентой и планками натяжного барабана и накапливается при работе элеватора. Таким образом, можно предположить, что сухого трения между лентой и барабаном не будет. Что касается самих значений, можно отметить сокращение интервала между критическим и рабочим коэффициентами тяги, что является характерным при упругом скольжении [7].

Таблица 2

Параметры тяговой способности приводного барабана

Коэффициент трения μ	Модуль упругости ленты E , МПа	Коэффициент тяги φ_0	Угол дуги покоя $\alpha_{\text{пок}}$, град.	Угол дуги скольжения $\alpha_{\text{скол}}$, град.
0,25	250	0,475	12	168
0,25	300	0,485	16	164
0,35	250	0,63	24	156
0,35	300	0,68	38	142

В таблице 2 приведены согласованные по результатам экспериментального исследования параметры тяговой способности приводного барабана. Параметры, определенные для сухого барабана, можно использовать для расчетов элеваторов, транспортирующих не зерновой материал [8,9].

Вывод этого экспериментального исследования является:

1) определение количества обратной сыпи в рабочую и холостую трубы из ковшей различной формы, при различных кинематических режимах и при свободном выбросе зерна в зоне головки;

2) определение траекторий движения зерен при свободном выбросе зерна из ковшей в открытое пространство при различных кинематических режимах и параметрах ковшей;

3) установление влияния ограничительного свода головки на формирование зернового потока и количество обратной сыпи при различных кинематических режимах

Список литературы

1. Любимый Н.С., Чепчуров М.С., Тетерина И.А. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2017. № 7. С. 140–145.
2. Романович А.А. Грунтоуплотняющие машины и оборудование: методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов специальности 170900, 291000, 290300 / БГТУ им. В. Г. Шухова; каф. дорожно-строит. машин; - Белгород : Изд-во БЕЛГТАСМ, 1996, С. 14-18
3. Романович А.А. Технологический комплекс для утилизации техногенных волокнистых материалов // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. - 2005. - N 11. - С. 203-205.
4. Волков В. С., Богданов В. С., Богомолов А. А., Герасимов М. Д.. Проблемы создания и совершенствования строительных и дорожных машин : сборники докладов / БГТУ им. В. Г. Шухова ;. - Белгород : Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2006. С. 93- 98
5. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей / А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 4. – С. 13-18.
6. Касьяненко Т. Г. Оценка стоимости машин и оборудования. М.: Изд-во Юрайт, 2014. С. 61-65.
7. Белотуров А.С., Брусов В. И., Колпаков В.П. Средства механизации строительного комплекса Москвы. М.: Изд-во Стройиздат, 1998. С. 48-53
8. Трейдер А. К. Строительное производство: Энциклопедия. М.: Изд-во Стройиздат, 1995. С.54-56.
9. Чепчуров М.С. Четвериков Б.С. Автоматизация производственных процессов. М.: Изд-во: ООО Научно-издательский центр ИНФРА-М. 2019. С. 23-28.

УДК 621.928.4

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПОСТРОЕНИЯ МАТРИЦЫ КЛАССИФИКАЦИИ СЕПАРАТОРА
Прокопенко В.С.¹, Орехова Т.Н.¹, Шарапов Р.Р.²

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород
2. Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва

При прогнозировании процесса разделения в сепараторе основой для постановки гранулометрического состава получаемой продукции является моделирование. Всегда готовый продукт зависит от исходного сырья, также в частности от конструктивных, и технологических характеристик машины или комплекса, используемых при получение тонкодисперсных порошков.

Ключевые слова: разделение, сепарация, тонкодисперсные порошки, дисперсность, фракция.

METHOD FOR DETERMINING THE MAIN CHARACTERISTICS AND
CONSTRUCTING THE SEPARATOR CLASSIFICATION MATRIX

Prokopenko V. S.¹, Orekhova T.N.¹, Sharapov R.R.²

1. *Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,
Belgorod*

2. *Moscow State University of Civil Engineering, Moscow*

When predicting the separation process in the separator, the basis for setting the granulometric composition of the resulting product is modeling. Always the finished product depends on the raw material, and in particular on the design and technological characteristics of the machine or complex used in the production of fine powders.

Key words: separation, separator, fine powders, dispersion, fraction.

Сепаратор принято характеризовать обобщенными показателями, к которым относится общая производительность сепаратора (Q), равная массовому потоку исходного материала (Q_{II}), и производительности по продуктам разделения – по готовому продукту (Q_{Γ}) и крупке ($Q_{кр}$). Отношение всей производительности сепаратора к его производительности по готовому продукту называется кратностью циркуляции $k_{Ц}$:

$$k_{Ц} = \frac{Q_{II}}{Q_{\Gamma}}. \quad (1)$$

Запишем полученное уравнения баланса всего материала с учетом крупных и мелких размеров фракции

$$Q_{II} = Q_{\Gamma} + Q_{кр}, \quad (2)$$

$$Q_{II} D_{II} = Q_{\Gamma} D_{\Gamma} + Q_{кр} D_{кр}, \quad (3)$$

где $D_{II}, Q_{\Gamma}, D_{кр}$ – относительные проходы исходного, готового материалов и крупки через контрольное сито, т.е. относительные доли мелкого материала в перечисленных продуктах, %. После преобразований получим:

$$k_{Ц} = \frac{D_{\Gamma} - D_{кр}}{D_{II} - D_{кр}}. \quad (4)$$

Т.е. кратность циркуляции зависит от дисперсности исходного материала и продуктов разделения.

Коэффициент полезного действия (КПД) сепаратора равен отношению масс мелкой фракции в готовом и исходном продукте:

$$\eta = \frac{Q_{\Gamma} D_{\Gamma}}{Q_{\Pi} D_{\Pi}} = \frac{D_{\Gamma} (D_{\Gamma} - D_{кр})}{D_{\Pi} (D_{\Pi} - D_{кр})}. \quad (5)$$

Чаще всего характеристика разделения тонких продуктов может быть: эффективностью, концентрацией, степенью сокращения, степенью обогащения и т.д.

За основной показатель качества разделения продукта можно взять эффективность, которую можно рассмотреть, как разность между полученной мелкой и крупной фракцией материала в получаемый продукт которую можно выразить следующим образом:

$$E_c = \frac{Q_{\Gamma} D_{\Gamma}}{Q_{\Pi} D_{\Pi}} - \frac{Q_{\Gamma} R_{\Gamma}}{Q_{\Pi} R_{\Pi}} = \frac{(D_{\Gamma} - D_{\Pi})(D_{\Pi} - D_{кр})}{D_{\Pi}(100 - D_{\Pi})(D_{\Gamma} - D_{кр})}. \quad (6)$$

На рис. 1 приведен график эффективности сепаратора. $E(d)$, %

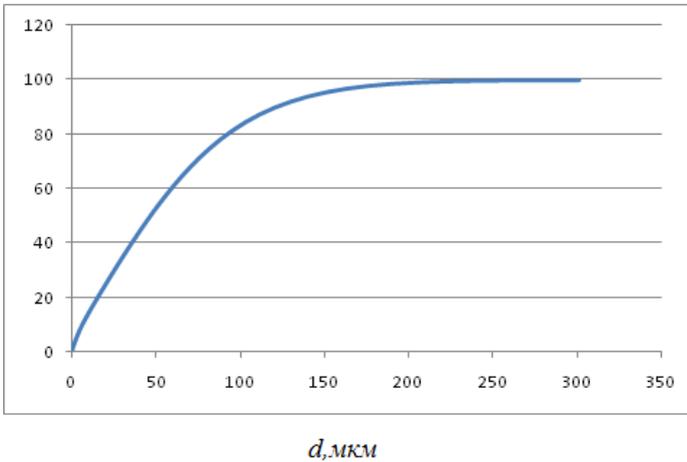


Рис. 1. График эффективности сепаратора по фракционности (в %)

Так же рассмотреть качество разделения можно, как отношение некоторых размеров, которые будут являться контрольными, на пример:

$$\chi = \frac{d_{25}}{d_{75}}, \quad (7)$$

где d_{25} и d_{75} - размеры ячеек сит, которые составляют 25 и 75 % остатка полученного готового продукта от его первоначальной массы. Показатель приближается к единице с увеличением точности разделения.

Процесс сепарации тонкодисперсных фракций может быть распознан по опытным данным, которыми являются относительные выносы

(доли) отдельных фракций исходного материала в готовый продукт. Эти доли и будут являться элементами диагональной матрицы классификации C :

$$C_{ii} = \varphi(d_i), \quad (8)$$

где d – диаметр частицы. Матрица (8) представляет собой дискретный аналог функции разделения.

Список литературы

1. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П., Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // Механизация строительства - 2016. Т. 77. № 8. С. 47-51.
2. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air. / Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 21. С. 42707-42713.
3. The rotating layer mechanics of polydisperse particles in the continuous action pneumatic mixers. / Orekhova T.N., Prokopenko V.S., Okushko V.V., Kachaev A.E. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. The International Scientific Conference “Construction and Architecture: Theory and Practice for the innovation Development” (CATPID-2019). 2019. С. 022023.
4. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // Механизация строительства - 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.
5. Ветошкин А.Г. Процессы и аппараты пылеочистки. Учебное пособие. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. - 210 с
6. Мелихов С. В. Разработка центробежного сепаратора с турбинной зоной разделения. Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук., Белгород, 2004. – 154с.
7. Барский М.Д. Оптимизация процессов разделения зернистых материалов. – М.: Недра, 1976. – 376с.
8. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill / Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Volume 327, Issue 4, 12 April 2018, pp. 042091.
9. Study of device for precompaction and uniform supply of materials to working bodies of aggregate / Romanovich A.A., Kolesnikov R.S., Romanovich M.A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Volume 327, Issue 4, 12 April 2018, pp. 042052, ISSN: 17578981
10. Grinder with mechanism for desegregation of pressed materials / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I. // Volume 194, 2018 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 2018 12-13 April 2018, St. Petersburg, Russian Federation)

11. Increase of size reduction of materials with anisotropic texture / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Mamatova V. V., Ebrahim Amini // Volume 1118, 2018 International Conference “Complex equipment of quality control laboratories”. IOP Publishing. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1118 (2018) 20-21 April 2018, St. Petersburg, Russian Federation)

УДК 621.928.4

**МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И
МАТРИЦЫ КЛАССИФИКАЦИИ КОНЦЕНТРАТОРА**

Прокопенко В.С.¹, Орехова Т.Н.¹, Шарпов Р.Р.²

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород
2. Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва

Основной задачей моделирования процесса разделения является прогнозирование гранулометрического состава готового продукта. Данный готовый продукт зависит от состава исходного материала, конструктивных и технологических параметров машин и механизмов, задействованных в процессе разделения.

Ключевые слова: концентратор, тонкодисперсные порошки, дисперсность, фракция.

METHODOLOGY FOR CONSTRUCTING THE MAIN CHARACTERISTICS AND CLASSIFICATION MATRIX OF THE CONCENTRATOR

Prokopenko V. S.¹, Orekhova T.N.¹, Sharapov R.R.²

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod
2. Moscow State University of Civil Engineering, Moscow

The main task of modeling the separation process is to predict the granulometric composition of the finished product. This finished product depends on the composition of the source material, the design and technological parameters of the machines and mechanisms involved in the separation process.

Key words: concentrator, fine powders, dispersion, fraction.

Для прогнозирования фракционной эффективности применяются вероятностные зависимости:

$$\eta(\delta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt = \Phi(x) \quad (1)$$

где

$$x = \frac{\lg \delta - \lg \delta_{50}}{\lg \sigma_{\eta}}, \quad (2)$$

$$\sigma_{\eta} = \frac{\delta_{84}}{\delta_{50}} = \frac{\delta_{50}}{\delta_{16}}, \quad (3)$$

Для прогнозирования общей эффективности

$$E = \Phi(x), \quad (4)$$

где

$$\sigma_r = \frac{\delta_{0,5}}{\delta_{0,16}} = \frac{\delta_{84,1}}{\delta_{15,9}}. \quad (5)$$

В этих зависимостях $\Phi(x)$ - интеграл вероятностей, δ - размер частицы, σ_{η} - среднеквадратичное распределение фракционных коэффициентов очистки, $\delta_{50}, \delta_{16}, \delta_{84}$ - размеры частиц, улавливаемых аппаратом на 50, 16 и 84 процента, $\delta_{0,50}$ - медианный размер частиц, который делит массу пыли на две равные части, σ_r - среднеквадратичное отклонение распределения частиц по размерам. Если размеры частиц подчиняются логарифмическому нормальному закону распределения, то

$$\varepsilon_n = 100 \cdot \left(1 - \frac{1}{i} \sum N_i\right), \quad (6)$$

где $\delta_{0,16}, \delta_{0,74}$ - размеры частиц, для которых массовые доли с меньшим размером равны 0,16 и 0,84 соответственно, $\delta_{15,9}, \delta_{84,1}$ - размеры частиц, улавливаемых на 15,9 и 84,1%.

Согласно [16, 17] 2,3, эффективность можно рассчитать с использованием соотношения фракционной эффективности, которая дает зависимость эффективности улавливания от размера частиц. В сочетании с данными о распределении поступающих в пылесодатель частиц по размерам фракционная эффективность позволяет определить общую эффективность улавливания. Для камер с значение парциальных коэффициентов очистки (в %) может быть найдено с достаточной степенью

точности на основании расчетов средней концентрации частиц соответствующего размера в выходном сечении пылеосадительной камеры по формуле (%):

$$N_i = \Phi(x_1) + \Phi(x_2) - I, \quad (7)$$

где i - число точек, для которых рассчитывается концентрация частиц; N_i - отношение концентрации частиц данного размера в расчетной точке выходного сечения камеры к их концентрации во входном сечении. Распределение частиц по размерам в этом случае подчиняется нормальному закону распределения. Тогда

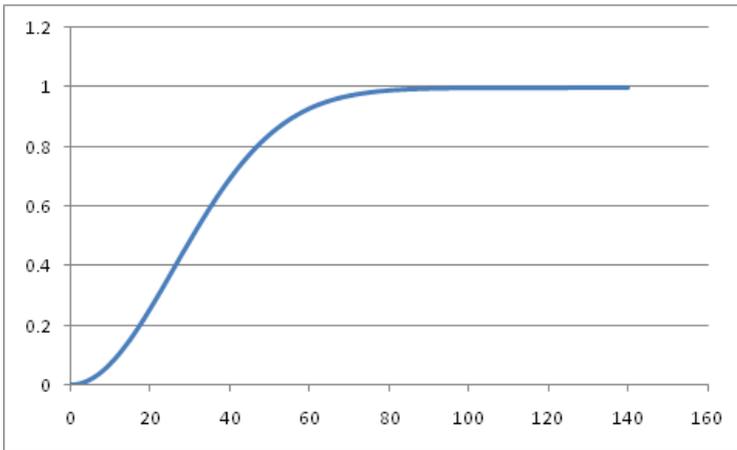
$$x_1 = \frac{H+h-L\frac{vB}{v}}{\sqrt{2Dt-\frac{l}{v}}}, \quad x_2 = \frac{H-h-L\frac{vB}{v}}{\sqrt{2Dt-\frac{l}{v}}}, \quad (8)$$

Параметры очистки x_1 и x_2 (параметры функции парциального распределения $\Phi(x)$) определяются по формулам:

$$\varepsilon = \sum \varepsilon_n \frac{N}{100} \Delta d. \quad (9)$$

где h - расстояние от потолка камеры; Dt - коэффициент турбулентной диффузии частиц.

$E(d)$



$d, \text{мкм}$

Рис. 1. Пофракционная эффективность концентратора

Полный коэффициент очистки находится как сумма произведений долей частиц соответствующих фракций на их фракционные коэффициенты очистки

$$\varepsilon = \sum \varepsilon_n \frac{N}{100} \Delta d. \quad (10)$$

Матрица коэффициентов пропускания отдельных фракций концентратом задается выражением

$$K_{ii} = \eta(d_i). \quad (11)$$

Список литературы

1. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П., Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // Механизация строительства - 2016. Т. 77. № 8. С. 47-51.
2. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air. / Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 21. С. 42707-42713.
3. The rotating layer mechanics of polydisperse particles in the continuous action pneumatic mixers. / Orekhova T.N., Prokopenko V.S., Okushko V.V., Kachaev A.E. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. The International Scientific Conference "Construction and Architecture: Theory and Practice for the innovation Development" (CATPID-2019). 2019. С. 022023.
4. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // Механизация строительства - 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.
5. Ветошкин А.Г. Процессы и аппараты пылеочистки. Учебное пособие. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. - 210 с
6. Мелихов С. В. Разработка центробежного сепаратора с турбинной зоной разделения. Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук., Белгород, 2004. – 154с.
7. Барский М.Д. Оптимизация процессов разделения зернистых материалов. – М.: Недра, 1976. – 376с.
8. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill / Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Volume 327, Issue 4, 12 April 2018, pp. 042091.
9. Study of device for precompaction and uniform supply of materials to working bodies of aggregate / Romanovich A.A., Kolesnikov R.S., Romanovich M.A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Volume 327, Issue 4, 12 April 2018, pp. 042052, ISSN: 17578981
10. Grinder with mechanism for desegregation of pressed materials / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I. // Volume 194, 2018 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 2018 12-13 April 2018, St. Petersburg, Russian Federation)
11. Increase of size reduction of materials with anisotropic texture / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Mamatova V. V., Ebrahim Amini // Volume 1118, 2018 International Conference "Complex equipment of

quality control laboratories”. IOP Publishing. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1118 (2018) 20-21 April 2018, St. Petersburg, Russian Federation)

УДК 621.928.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОПУСКА ОТДЕЛЬНЫХ ФРАКЦИЙ
ПЫЛИ В ЦИКЛОНЕ И ПОСТРОЕНИЕ МАТРИЦЫ

Прокопенко В.С.¹, Орехова Т.Н.¹, Шаранов Р.Р.²

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород
2. Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва

Замкнутые системы измельчения – это сложные комплексы элементов и подсистем, которые связаны между собой материальными и аэроматериальными потоками. При этом наиболее сложной и малоизученной является система разделения продуктов измельчения, от которой зависит как качество конечного продукта, так и эффективность всего процесса в целом.

Ключевые слова: циклон, тонкодисперсные порошки, дисперсность, фракция.

MODELING OF THE INDIVIDUAL FRACTIONS PASS
DUST IN A CYCLONE AND MATRIX CONSTRUCTION

Prokopenko V. S.¹, Orekhova T.N.¹, Sharapov R.R.²

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod
2. Moscow State University of Civil Engineering, Moscow

Closed grinding systems are complex complexes of elements and sub-systems that are interconnected by material and aeromaterial flows. The most complex and poorly studied system is the separation of grinding products, which affects both the quality of the final product and the efficiency of the entire process as a whole.

Key words: cyclone, fine powders, dispersion, fraction.

Прогнозирование фракционной эффективности циклонов производится по методу Дейча [5]:

$$\eta(d_i) = 1 - \exp\left(\frac{2\pi R_0 V_0 (d_i) H_0 \chi(d_i)}{L_0}\right), \quad (1)$$

где R_0 - условный радиус осаждения, H_0 - высота поверхности осаждения, L_0 - объемный расход очищаемого газа, V_0 - скорость осаждения (для частиц размером d_i), $\chi(d_i)$ - коэффициент неоднородности распределения концентрации пыли. С учетом этих коэффициентов уравнение (1) может быть записано [6]

$$\eta(d_i) = 1 - \exp(-0,064d_i^2 k(d_i)), \quad (2)$$

где зависимость $k(d_i) = \frac{\chi(d_i)}{\Phi(d_i)}$ определяется путем обработки экспериментальных данных, $\Phi(d_i)$ - коэффициент формы частицы, а размер частицы задается в микронах.

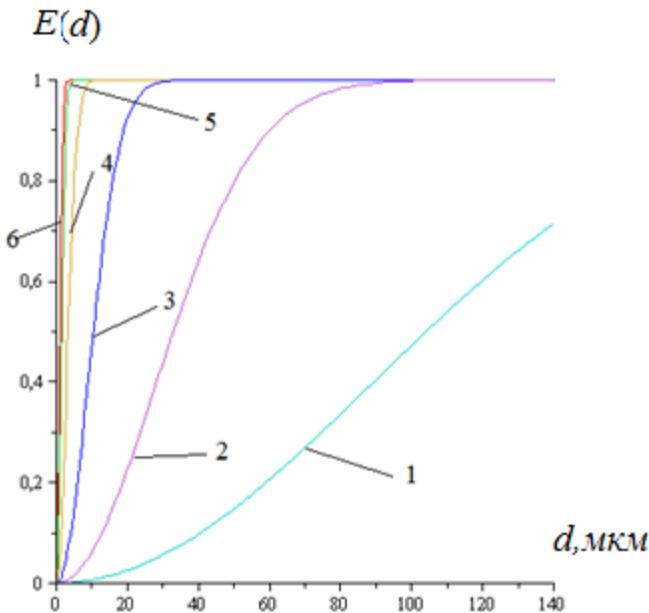


Рис. 1. Фракционная эффективность циклона при различном коэффициенте $k(d_i)$: 1 - 0,001, 2 - 0,01, 3 - 0,1, 4 - 1, 5 - 5, 6 - 10

По фракционным степеням очистки и заданному составу улавливаемой пыли $\Delta D(d_i)$ находится общая эффективность очистки запыленного технологического воздуха

$$\eta_{\text{ш}} = \sum_{i=1}^m \eta(d_i) \Delta D(d_i) \cdot \quad (3)$$

Матрица коэффициентов пропускания отдельных фракций пыли циклонами для осаждения тонкого продукта сепарации и очистки сепарационного и аспирационного воздуха задается выражением [6]

$$C_{ii} = \exp(-0,064d_i k(d_i)) \cdot \quad (4)$$

При последовательной установке нескольких аппаратов (каскадная, или многоступенчатая очистка), применяемой для более полного очищения, суммарная эффективность очистки определяется по формуле [1,2]

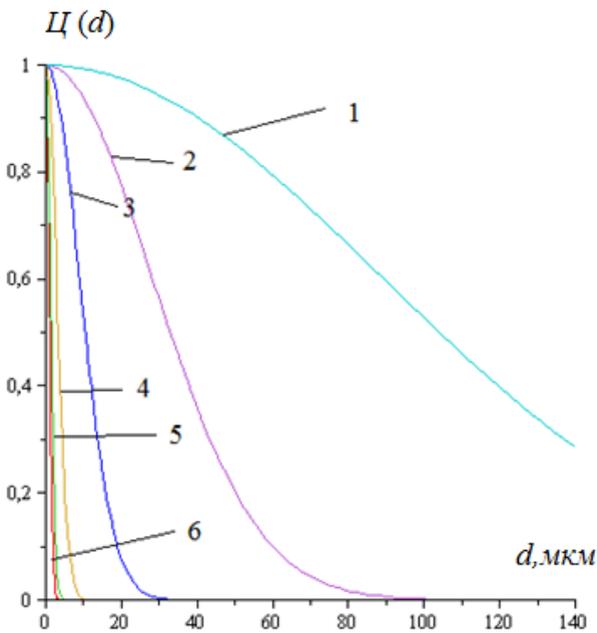


Рис. 2. Изменение коэффициентов матрицы пропускания циклона при различном коэффициенте: 1 – 0,001, 2 – 0,01, 3 – 0,1, 4 – 1, 5 – 5, 6 – 10

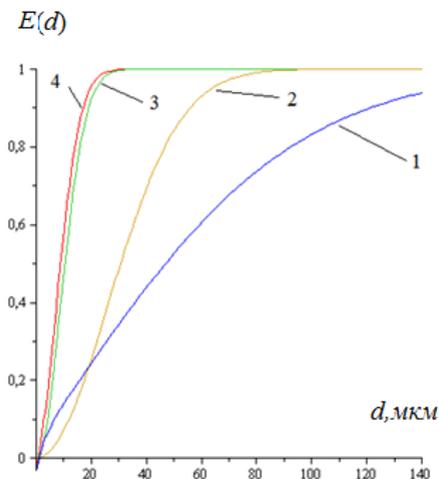


Рис. 3. Эффективность аппаратов: 1 – сепаратора, 2 – концентратора, 3 – циклона, 4 – суммарная

$$E = (1 - [1 - E_1] \cdot [1 - E_2] \cdot \dots \cdot [1 - E_n]) \cdot 100\% \quad (5)$$

где — эффективность очистки каждого из аппаратов, входящих в каскад (в долях единицы). На рис.3 приведены график зависимости эффективности от размера частицы.

Зависимость суммарной фракционной эффективности от коэффициента представлена на рис. 4.

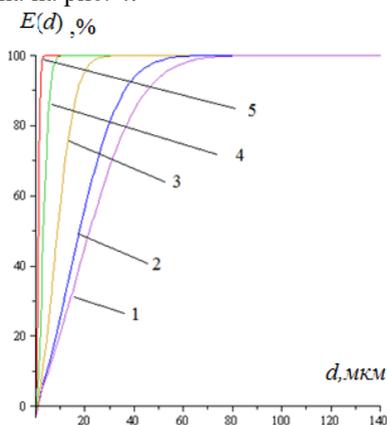


Рис. 4. Суммарная фракционная эффективность при различном коэффициенте: 1 – 0,001, 2 – 0,01, 3 – 0,1, 4 – 1, 5 – 10

Использование многоступенчатой очистки приводит к повышению эффективности. Изменение эффективности при добавлении аппаратов в систему показано на рис.5.

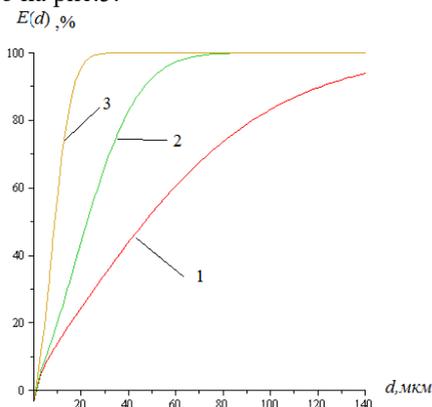


Рис. 5. Эффективность при последовательной установке нескольких аппаратов: кривая 1 – сепаратор, 2 – сепаратор и концентратор, 3 – сепаратор, концентратор и циклон

Анализ показывает, что для частиц диаметром больше 80 мкм эффективность очистки сепаратором 73%, что позволит увеличить производительность сепаратором с концентратором.

Список литературы

1. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П., Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // Механизация строительства - 2016. Т. 77. № 8. С. 47-51.
2. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air. / Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 21. С. 42707-42713.
3. The rotating layer mechanics of polydisperse particles in the continuous action pneumatic mixers. / Orekhova T.N., Prokopenko V.S., Okushko V.V., Kachaev A.E. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. The International Scientific Conference “Construction and Architecture: Theory and Practice for the innovation Development” (CATPID-2019). 2019. С. 022023.
4. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // Механизация строительства - 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.

5. Справочник по пыле- и золоулавливанию/М.И. Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков и др.; под общ. ред. А.А. Русанова. – М.: Энергоатомиздат, 1983. - 312с.
6. Шарапов, Р. Р. Научные основы создания технологических систем помола цемента на основе шаровых мельниц замкнутого цикла. Дис на соиск. уч. степ. д.т.н., Белгород, 2009. – 423с.
7. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill / Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Volume 327, Issue 4, 12 April 2018, pp. 042091.
8. Study of device for precompaction and uniform supply of materials to working bodies of aggregate / Romanovich A.A., Kolesnikov R.S., Romanovich M.A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Volume 327, Issue 4, 12 April 2018, pp. 042052, ISSN: 17578981
9. Grinder with mechanism for desegregation of pressed materials / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I. // Volume 194, 2018 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 2018 12-13 April 2018, St. Petersburg, Russian Federation)
10. Increase of size reduction of materials with anisotropic texture / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Mamatova V. V., Ebrahim Amini // Volume 1118, 2018 International Conference “Complex equipment of quality control laboratories”. IOP Publishing. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1118 (2018) 20-21 April 2018, St. Petersburg, Russian Federation)

УДК 666.9.022.3

РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ УГЛОВ ДЕФОРМАЦИИ МЕЖДУ ВАЛКАМИ

Романович А.А.¹, Романович Л.Г.¹, Анненко Д.М.¹, Унковский А.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье приводится анализ существующих помольных агрегатов эксплуатируемых как у нас в стране, так и за рубежом. Проведен сравнительный анализ показателей шаровых мельниц, применяемых в цементной промышленности в России. Установлено, что развитие в последние годы новых помольных систем измельчения по ряду причин не смогли заменить высокопроизводительные помольные технологии с использованием шаровых мельниц, а увеличение единичной их мощности не привело к значительному улучшению технико-экономических показателей самих помольных агрегатов. Намечены приоритетные направления в развитии техники и технологии тонкого измельчения материалов на ближайшие годы.

Ключевые слова: пресс-валковый агрегат, угол деформации, энергоэффективность

CALCULATION OF THE VALUE OF DEFORMATION ANGLES BETWEEN ROLLS

Romanovich A. A.¹, Romanovich L.G.¹, Annenko D. M.¹, Unkovsky A. N.¹
1.Belgorod state technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

The article provides an analysis of existing grinding units operated both in our country and abroad. A comparative analysis of the indicators of ball mills used in the cement industry in Russia is carried out. It is established that the development of new grinding systems in recent years for a number of reasons could not replace high-performance grinding technologies using ball mills, and the increase in their unit capacity did not lead to a significant improvement in the technical and economic indicators of the grinding units themselves. Priority directions in the development of equipment and technology for fine grinding of materials in the coming years are outlined.

Keywords: press-roll unit, deformation angle, energy efficiency.

За рубежом широко развита технология получения цемента в помольном комплексе, состоящем из двух агрегатов пресс-валкового измельчителя и шаровой мельницы (ПВИ-ШМ) [1, 2].

Известно, что использование пресс-валковых измельчителей (ПВИ) в технологической линии помола цемента позволяет повысить производительность помольной линии на 25 - 35%. Однако, выходящий из ПВИ материал имеет структуру в виде прессованной ленты, что требует особых условий для окончательного помола (рис. 1, 2).

Наиболее распространенными являются технологические схемы, включающие в себя ПВИ, молотковую дробилку, используемую для дезагрегации спрессованного материала, и традиционную трубную мельницу для окончательного помола шихт, работающую в открытом или замкнутом цикле измельчения [3-5]. Реализация такой схемы позволяет повысить производительность шаровой мельницы на 30% и на 15-18% снизить удельный расход электроэнергии.

Известны также способы секционированного помола материалов, при которых материал сначала измельчается рабочими валками под высоким давлением, а затем разрушается образованный агломерат во вращающемся дисковом питателе или в элеваторе с центробежной разгрузкой, а помол осуществляется в шаровой мельнице.



Рис. 1. Исходный материал



Рис. 2. Материал после ПВА (клинкер)

Приведенные способы помола материалов позволяют повысить производительность конечного агрегата на 20 - 35% и снизить энергозатраты на 10 - 20%. Однако применение дополнительного агрегата для деагломерации спрессованного материала влечет за собой повышение затрат на содержание и эксплуатацию помольного оборудования.

Учитывая, что конические валки имеют переменный диаметр, по их ширине от D_{\min} до D_{\max} (рис. 1), рассмотрим условия захвата материала валками и выведем уравнение для определения величины углов захвата по ширине каждого из валков по их ширине и построим эпюры изменения углов захвата. Слой шихты будет захватываться валками при соблюдении условия (рис. 2).

$$N_1 + N_2 \leq F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2}, \quad (1)$$

где N_1 и N_2 - нормальные силы, соответственно, со стороны первого и второго валков, $F_{\text{тр}1}$ и $F_{\text{тр}2}$ - силы трения, возникающие между материалом и валками.

Введем оси координат X и Y и спроектируем силы на ось X .

$$N_1 \sin \gamma_1 + N_2 \sin \gamma_2 \leq F_{m1} \cos \gamma_1 + F_{m2} \cos \gamma_2, \quad (2)$$

учитывая, что $Fm_1 = f N_1$, $Fm_2 = f N_2$, уравнение примет вид,

$$N_1 \sin \gamma_1 + N_2 \sin \gamma_2 \leq f N_1 \cos \gamma_1 + f N_2 \cos \gamma_2, \quad (3)$$

где f - коэффициент трения в момент захвата материала.

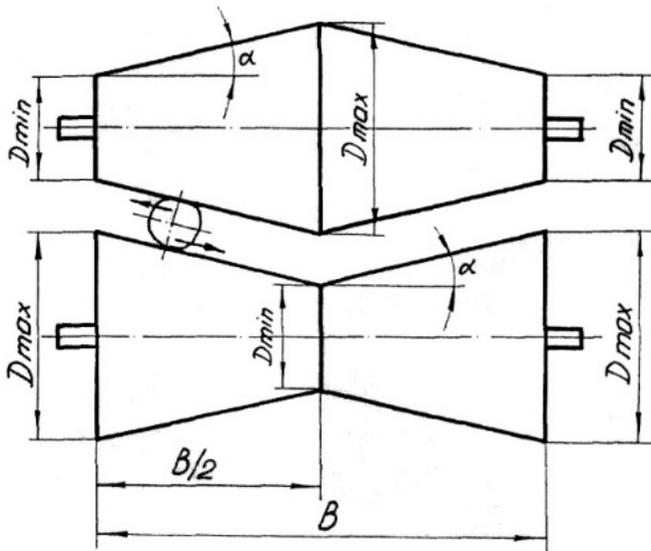


Рис. 3. Конические валки пресс-валкового измельчителя

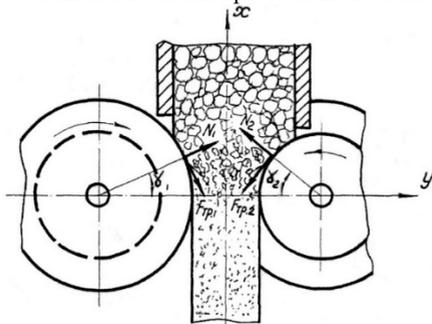


Рис. 4. Схема к расчету углов деформации конических валков

Введем оси координат X и Y и спроектируем силы на ось X .

$$N_1 \sin \gamma_1 + N_2 \sin \gamma_2 \leq Fm_1 \cos \gamma_1 + Fm_2 \cos \gamma_2, \quad (2)$$

учитывая, что $Fm_1 = f N_1$, $Fm_2 = f N_2$, уравнение примет вид,

$$N_1 \sin \gamma_1 + N_2 \sin \gamma_2 \leq f N_1 \cos \gamma_1 + f N_2 \cos \gamma_2, \quad (3)$$

где f - коэффициент трения в момент захвата материала.

Составим уравнение равновесия проекций на ось V :

$$N_1 \cos \gamma_1 + f N_1 \sin \gamma_1 \leq N_2 \cos \gamma_2 + f N_2 \sin \gamma_2, \quad (4)$$

откуда определяем N_1 ,

$$N_1 = \frac{N_2 \cos \gamma_2 + f N_2 \sin \gamma_2}{\cos \gamma_1 + f \sin \gamma_1} \quad (5)$$

Подставив значение N_1 в формулу (3), получим:

$$N_2 \sin \gamma_1 \left(\frac{\cos \gamma_2 + f \sin \gamma_2}{\cos \gamma_1 + f \sin \gamma_1} \right) + N_2 \sin \gamma_2 \leq f N_2 \cos \gamma_2 \left(\frac{\cos \gamma_2 + f \sin \gamma_2}{\cos \gamma_1 + f \sin \gamma_1} \right) + f N_2 \sin \gamma_2 \quad (6)$$

Произведя преобразование, получим:

$$\sin(\gamma_1 + \gamma_2) + 2 f \sin \gamma_1 \sin \gamma_2 \leq f (f \sin(\gamma_1 + \gamma_2) + 2 \cos \gamma_1 \cos \gamma_2) \quad (7)$$

Выполнив дополнительные тригонометрические преобразования, получим:

$$\sin(\gamma_1 + \gamma_2) - f^2 \sin(\gamma_1 + \gamma_2) \leq 2 f \cos(\gamma_1 + \gamma_2) \quad (8)$$

Разделив обе части на $\cos(\gamma_1 + \gamma_2)$, получим:

$$\operatorname{tg}(\gamma_1 + \gamma_2) - f^2 \operatorname{tg}(\gamma_1 + \gamma_2) \leq 2 f \quad (9)$$

Отсюда

$$\operatorname{tg}(\gamma_1 + \gamma_2)(1 - f^2) \leq 2 f, \text{ или } \operatorname{tg}(\gamma_1 + \gamma_2) \leq \frac{2f}{1 - f^2}. \quad (10)$$

Используя уравнение

$$\frac{2f}{1 - f^2} = \frac{2 \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg}^2 \beta} = \operatorname{tg} 2\beta,$$

получим $\operatorname{tg}(\gamma_1 + \gamma_2) \leq \operatorname{tg} 2\beta$,

где β - угол трения, или $\gamma_1 + \gamma_2 \leq 2\beta$

Из уравнения (10) видно, что условия захвата в конических валках обеспечиваются углом деформации шихты каждым из валков, сумма которых ограничена двойным углом трения материала о валки. Для определения величины углов деформации каждого из валков в любом сечении по их ширине, рассмотрим расчетную схему захвата слоя шихты валками при граничных условиях (рис. 3)

Из прямоугольного треугольника KLO имеем:

$$\cos\gamma_2 = \frac{R_{\max} - \Delta\delta_2}{R_{\max}}$$

или

$$1 - \cos\gamma_2 = \frac{\Delta\delta_2}{R_{\max}} \quad (11)$$

Сделав тригонометрические преобразования, получим:

$$1 - \cos\gamma_2 = 2 \sin^2\left(\frac{\gamma_2}{2}\right).$$

Уравнение (11) примет вид:

$$2 \sin^2\left(\frac{\gamma_2}{2}\right) = \frac{\Delta\delta_2}{R_{\max}}$$

Или

$$\sin\frac{\gamma_2}{2} = \sqrt{\frac{\Delta\delta_2}{2R_{\max}}} = \sqrt{\frac{\Delta\delta_2}{D_{\max}}}. \quad (12)$$

Аналогично получаем и для второго валка

$$\sin\frac{\gamma_1}{2} = \sqrt{\frac{\Delta\delta_1}{2R_{\min}}} = \sqrt{\frac{\Delta\delta_1}{D_{\min}}}. \quad (13)$$

приняв допущение $\sin\frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2}$, выраженное в радианах, получаем:

$$\gamma_1 = 2\sqrt{\frac{\Delta\delta_1}{D_{\min}}}; \quad \gamma_2 = 2\sqrt{\frac{\Delta\delta_2}{D_{\max}}} \quad (14)$$

Воспользовавшись уже известной формулой (10), можно записать для граничных условий:

$$2\sqrt{\frac{\Delta\delta_1}{D_{\min}}} + \gamma_2 = 2\beta \quad (15)$$

Согласно рис. 3

$$H_0 = 2R(1 - \cos\gamma) + \delta$$

или

$$H_0 = (R_{\min} + R_{\max}) \left(1 - \cos\left(\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}\right)\right) + \delta \quad (16)$$

Сделав соответствующие замены и решив уравнение, получим:

$$\gamma_2 \leq 2\beta - 2 \frac{\sqrt{(R_{\min} + R_{\max})(1 - \cos\beta)}}{2\sqrt{D_{\min}} + \sqrt{D_{\max}}} \quad (17)$$

$$\gamma_1 \leq 2\beta - 2 \frac{\sqrt{(R_{\min} + R_{\max})(1 - \cos\beta)}}{2\sqrt{D_{\min}} + \sqrt{D_{\max}}} \quad (18)$$

Заменив R_{\min} и R_{\max} , соответственно, на R_1 и R_2 (где R_1 и R_2 - радиусы меньшего и большего вала в требуемом сечении), по уравнениям (17), (18) можно рассчитать граничные величины углов деформации в любом сечении по ширине валков.

В качестве примера определим реальные углы деформации шихты в конических валках ПВИ и построим эпюры изменения величины углов деформации по ширине валков имеющие следующие размеры:

$$R_{\min} = 0,5 \text{ м}; \quad R_{\max} = 0,6 \text{ м};$$

$$B = 0,65 \text{ м}; \quad K = 0,3;$$

$$f = 0,35; \quad \psi = 0,4 \dots 0,7$$

$$\gamma_1 = 0,266 \text{ рад}$$

или

$$\gamma_1 = 15^{\circ}12'$$

$$\gamma_2 = 0,26 \text{ рад}$$

Или

$$\gamma_2 = 14^{\circ}50'$$

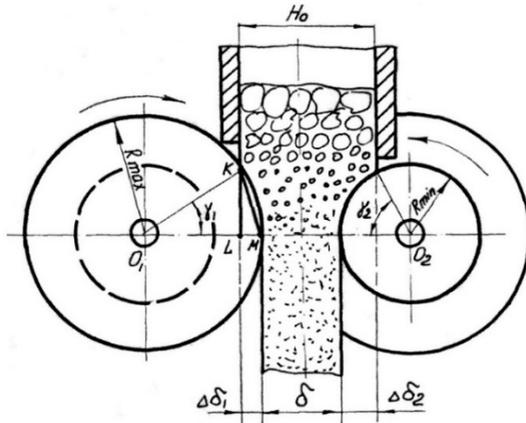


Рис. 5. Схема к расчету углов деформации каждого из валков

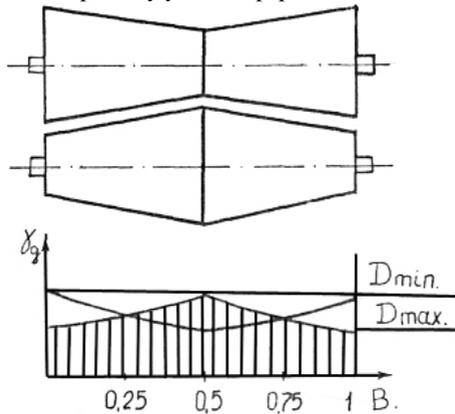


Рис. 6. Характер изменения углов деформации по ширине конических валков

Таким образом, по уравнениям (17), (18) можно установить значение углов деформации каждого из валков в любом их сечении. Различная величина углов деформации по ширине конических валков свидетельствует о наличии сдвиговых деформаций, возникающих в процессе измельчения материалов, что интенсифицирует процесс их помола.

Список литературы

1. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела /С.Г. Лехницкий.- М.// Наука, 1977 – 416 с.
2. Schonert K, Knobloch O. Mahlen von Zement in der GuttbettWalzenmuhle // Zement – Kalk – Gips, – 1984. - № 11 – S. 563...568.

3. Романович А.А. Агрегат для измельчения давлением и дезагрегации спрессованных материалов/ А.А. Романович, В.П. Воронов, С.А. Мещеряков, И.В. Аптухина // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова 2017-№1- с. 144-150.
4. Гридчин А.М. Повышение эффективности дорожного строительства путём использования анизотропного сырья. – М.: Изд. Ассоциация строительных вузов, 2006. – 486 с.
5. Романович А.А. Расчет мощности привода агрегата для получения кубовидного щебня / А.А. Романович, Е.И. Чеховской, М.А. Романович, И.В. Аптухина // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2017. –№7. – С. 111–115.

УДК 666.9.022.3

ДЕФОРМИРОВАНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА АНИЗОТРОПНОЙ ТЕКСТУРОЙ

Романович А.А.¹, Романович М.А.¹, Дурнев И.С.¹, Унковская Е.О.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье представлен анализ научно-технических разработок в области создания и конструктивно-технологического совершенствования пресс-валковых агрегатов. Приводятся свойства анизотропных материалов и требуемое силовое воздействие при разрушении хрупких тел. Рассмотрены схемы деформирования давлением анизотропных материалов, реализуемые в валках различной геометрической формы.

Ключевые слова: анизотропная структура, анизотропные материалы, коэффициент анизотропии, силовые нагрузки.

THE DEFORMATION OF THE SOLID BODY OF ANISOTROPIC TEXTURE

Romanovich A. A.¹, Romanovich M. A.¹, Durnev I. S.¹, Unkovskaya E. O.¹
Belgorod state technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

The article presents an analysis of scientific and technical developments in the field of creation and structural and technological improvement of press-roll units. The properties of anisotropic materials and the required force action during the destruction of brittle bodies are given. Schemes of pressure deformation of anisotropic materials implemented in rolls of various geometric shapes are considered. Keywords: anisotropic structure, anisotropic materials, anisotropy coefficient, power loads.

При добыче рудных и нерудных полезных ископаемых ежегодно в отвалы для складирования отправляются десятки миллиардов тонн горных пород, которые по своему минералогическому составу вполне могут быть использованы при производстве широкой гаммы строительных материалов. Попутно добываемые породы отличаются от традиционного сырья стройиндустрии своим геологическим происхождением, минералогическим составом, текстурой и физико-механическими свойствами.

Железорудные месторождения, добыча полезных ископаемых на которых осуществляется открытым способом, содержат отвалы из попутно добываемых пород, загрязняющих окружающую среду, выводящие из сельскохозяйственного плодородные почвы и требующие значительных материальных затрат на их содержание. Только на месторождениях КМА их объём составляет около 1 млрд. м³, значительную часть среди этих пород занимают анизотропные материалы.

Анизотропные материалы, характеризующиеся различными физико-механическими параметрами среды (пределом прочности при сжатии, растяжении, изгибе, модулем Юнга, сдвига, коэффициентом Пуассона, диэлектрической, магнитной проницаемостью и др.) особенно различными прочностными характеристиками в зависимости от направления приложения усилия (табл. 1) [1].

Это, в свою очередь, предъявляет дополнительные требования к условиям измельчения анизотропных материалов, а, следовательно, к конструкторско-технологическим параметрам дробильно-помольного оборудования. В связи с развитием современных технологий появляется необходимость модернизации существующих и создания новых агрегатов и технологий для грубого и тонкого измельчения анизотропных материалов, широко используемых при производстве различных строительных материалов и изделий.

Таблица 1.

Наименование материала	Предел прочности при сжатии, МПа		Коэффициент анизотропии,
	Перпендикулярно сланцеватости	Параллельно сланцеватости	
Известняки органические	95	65	1,46
Метаморфические сланцы (месторождения КМА)	130	59	2,2
Амфиболиты (месторождение КМА)	145	75	1,93
Кварцито-песчаники полосчатые	260	190	1,37

В настоящее время существует огромное количество дробильно-помольного оборудования отличающегося не только конструкцией, но и принципами действия и способами разрушения материалов. Так, например, разрушение методом раздавливания осуществляется в валковых и среднеходных мельницах. В агрегатах ударного действия материал разрушается от воздействия на него молотков или бил движущихся с огромной скоростью. В струйных мельницах помол осуществляется за счет соударения частиц друг о друга, движущихся в потоке под действием энергоносителя, или о стенки агрегата.

Однако при измельчении анизотропных горных пород эффективность процесса разрушения определяется многими факторами: прочностными характеристиками материалов, их структурно-текстурными признаками и главное способом и направлением приложения разрушающих усилий. Анализ научно-технических исследований процессов разрушения анизотропных и анизотропных материалов в различных дробильно-помольных агрегатах [2] показывает, что при организации процесса измельчения анизотропных материалов необходимо учитывать не только их специфические особенности, но и условия организации самого процесса:

- условия загрузки материалов с анизотропной структурой и направленного их движения;
- направления приложения силовой нагрузки;
- технологические схемы организации процессов измельчения материалов на каждой стадии их переработки (классификация измельченных продуктов, внутренний и внешний рецикл измельчаемых материалов, сепарация тонкоизмельчённых частиц и др.);
- реализация эффективных конструктивно-технологических решений, обеспечивающих повышение износостойкости рабочих органов оборудования и его эксплуатационной надёжности и др.

Проведенный анализ конструкций дробильно-помольного оборудования, и рациональных условий разрушения анизотропных материалов свидетельствует о целесообразности использования для этих целей пресс-валковых измельчителей [2-4], обладающих рядом преимуществ: простотой конструкции и надёжностью эксплуатации, высокой производительностью и незначительными удельными энергозатратами, невысокими металлоёмкостью и скоростными параметрами рабочих органов, возможностью их дальнейшего конструктивно-технологического совершенствования с учётом специфических особенностей измельчаемого материала и др.

В последние годы при измельчении материалов различной прочности во многих отраслях промышленности широко используются пресс-

валковые измельчители работающие по различным технологическим схемам. Анализ научно-технической литературы [2,4-6] показывает, что при измельчении известняка, клинкера, шлаков, извести, кварца, углей, рудных материалов ПВА используется как в открытом, так и в замкнутом цикле измельчения. При этом достигается снижение удельных энергозатрат в помольном комплексе «ПВА-ТШМ» на 20-40 % и повышение его производительности на 15-40 %.

Проведенный анализ научно-технических разработок в области создания и конструктивно-технологического совершенствования ПВИ свидетельствует, с одной стороны, о широком использовании данного технологического оборудования для предварительного измельчения изотропных материалов с различными физико-механическими характеристиками, а с другой стороны – о необходимости установления основных закономерностей процесса измельчения анизотропных материалов в ПВИ и их дальнейшего конструктивно-технологического совершенствования с учетом особенностей измельчаемых пород.

Условия силового воздействия при разрушении хрупких тел анизотропной текстуры, во многом определяют показатели эффективности процесса измельчения. Поэтому выбор геометрической формы рабочих органов агрегата и условий приложения силовых нагрузок являются важным резервом как конструктивно-технологического совершенствования оборудования, так и формирования технологического процесса в целом.

При разрушении хрупкие тела претерпевают упругую, хрупкую и пластическую деформации. Рассмотрим схемы силового воздействия на разрушаемые хрупкие тела, реализуемые в валках ПВИ (рис.1). Самым простым случаем разрушения твердого тела является силовое воздействие между двумя параллельно расположенными поверхностями, например цилиндрических валков одного диаметра и вращаемых с одинаковой окружной скоростью (рис. 1, а).

В точках контакта рабочей поверхности валков с материалом возникают раздавливающие усилия $P\sigma_1...P\sigma_i$ со стороны первого и второго валков,

$$P\sigma_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1...P\sigma_i), \quad P\sigma_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1...P\sigma_i)$$

которые до момента его разрушения уравновешенные реакциями $N_1...N_i$, со стороны материала в направлении валков

$$N_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^n (N_1...N_i); \quad N_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^n (N_1...N_i);$$

При равновесии деформируемого тела соблюдаются условия

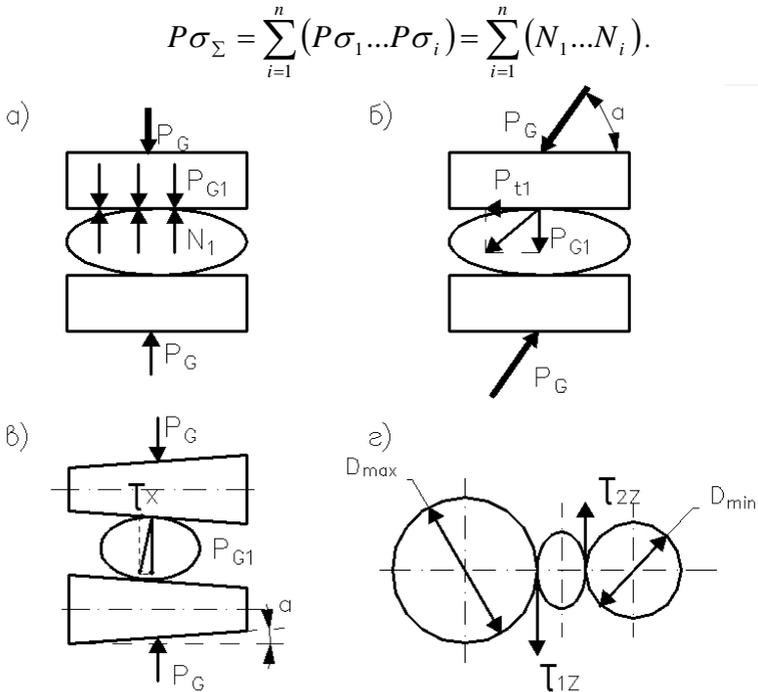


Рис. 1. Схема силового воздействия на разрушаемые хрупкие тела

При приложении разрушающего усилия под углом α к рабочей поверхности $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ (рис. 1, б) (это может быть достигнуто при применении эксцентриковых валков или валков с различными диаметрами) деформируемое тело подвергается раздавливающе-сдвиговому воздействию со стороны усилий $P\sigma, \tau_1 \dots P\sigma, \tau_i$ и их составляющих $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$ и $P\tau_1 \dots P\tau_i$.

При увеличении угла наклона α внешнего усилия $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ величина сдвигового деформирования $P\tau_1 \dots P\tau_i$ возрастает с соответствующим снижением значений раздавливающих усилий $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$. При равновесии деформируемого тела соблюдается условие:

Наиболее сложное силовое воздействие на деформируемое тело наблюдается при приложении усилий к поверхности разрушаемого

куска материала под различными углами в различных плоскостях α и $\gamma = R_{\min} / R_{\max}$ (например, реализуемых в конических валках за счет профиля, реализующего различные окружные скорости поверхностей по ширине валков) (рис. 1, в, з).

$$N_1 = P\sigma_1 \cos a + \tau_{\Sigma 1} \sin a + \tau_{\Sigma 1z} \cos R_{\min}/R_{\max}$$

$$N_2 = P\sigma_2 \cos a + \tau_{\Sigma 2} \sin a + \tau_{\Sigma 2z} \cos R_{\min}/R_{\max}$$

При воздействии силовой нагрузки $P\sigma_{\Sigma}$ по нормали к рабочей поверхности разрушающего органа реализуется наиболее простая схема раздавливающего действия (рис. 1, а).

При приложении нагрузки $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ под углом α к нормали реализуется раздавливающе-сдвиговое деформирование разрушаемого тела (рис. 1,б).

Силовое воздействие $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ под углом (α, γ) (рис. 1,в,г) (создаваемое коническим профилем поверхности валков) к нормали позволяет осуществить объемно-сдвиговое деформирование тела. Такое воздействие предпочтительно для материалов с анизотропной структурой, так как позволяет осуществить его разрушение в направлении сланцеватости (наименьшей его прочности), что приводит к его разрушению при меньших усилиях и энергозатратах.

Особое значение этот фактор имеет для анизотропных тел сланцеватой (слоистой, полосчатой) структуры, подверженных сдвиговому деформированию и образованию лещадных пластин.

В реальных условиях измельчения слоя материала процесс деформирования твердого тела гораздо сложнее, так как разрушение осуществляется не только под воздействием сил направленных в вышеуказанных направлениях, но и от соприкосновения друг с другом кусков материала, имеющих более сложную поверхность и различную прочность, а их силовое воздействие сориентировано по различным осям.

Допустим, что анизотропное твердое тело деформируется под действием разрушающего усилия $P\sigma_{xy}, \tau_{xy}$, направленного к оси Z под углом α . (Рис.2) Соответственно возникают нормальная

Деформируемое тело будет находиться в равновесии (не разрушаться), если нормальные и касательные напряжения будут уравновешены, т.е. значение деформируемого усилия $P\sigma_{xy}$ будет меньше или равно пределу прочности тела на сжатие, а значение сдвигового усилия $P\tau_{xy}$ не будет превышать внутреннюю силу сцепления слоев деформируемого тела:

$$\begin{cases} P\sigma_{xy} = P\sigma_{xy} \tau_{xy} \cos \alpha \leq \int \sigma_{сж} dS, \\ P\tau_{xy} = P\sigma_{xy} \tau_{xy} \sin \alpha \leq \int_s^s \tau_{сдв} dS. \end{cases} \quad (1)$$

Учитывая, что для анизотропных тел наиболее опасными являются сдвиговые усилия $P\tau_{xy}$, зависящие, в свою очередь, от угла наклона α и абсолютного значения результирующей $P\sigma_{xy}, \tau_{xy}$, то равновесное состояние $F_{тр} = fN_{xy} = P\tau_{xy}$ может быть обеспечено лишь при перераспределении площадей $S_{сов}$ и $S_{мп}$, на которые действуют касательные напряжения $\tau_{xy_{тр}} = \frac{F_{мп}}{S_{мп}}$ и $\tau_{xy_{сдв}} = \frac{P\tau_{xy}}{S_{сдв}}$, но различных знаков.

Равновесное состояние будет соблюдено при условии

$$P\tau_{xy} \sin \alpha = \int_{S_{тр}} \tau_{xy_{тр}} dS - \int_{S_{сдв}} \tau_{xy_{сдв}} dS = \tau(S - 2S_{сдв}). \quad (2)$$

При увеличении сдвигового усилия $P\tau_{xy} = P\sigma_{xy} \tau_{xy} \sin \alpha$ будет возрастать значение $S_{сдв}$ и уменьшаться $S_{тр}$. При достижении $S_{тр} = 0$ значение $P\tau_{xy}$ достигнет максимума и равновесие нарушится, произойдет перемещение деформируемого тела вдоль плоскости скольжения ХУ.

Контактные напряжения $\tau_{xy_{сдв}}$ будут сориентированы в одну сторону, против направления $\tau_{xy_{тр}}$. С учетом ограниченного перемещения тела в пространстве (ввиду наличия других тел) появляются наиболее благоприятные условия для разрушения тела вдоль плоскостей слоистости.

Полагая, согласно закону Кулона,

$$F_{\text{тр}} = (aN_{xy} = fP\sigma_{xy}\tau_{xy} \cos \alpha) = f \int_S \sigma_{\text{ср}} S = f\sigma_{\text{ср}} S \quad (3)$$

и решая уравнения (1) и (2) совместно, получим

$$f = \frac{P\sigma_{xy}\tau_{xy} \sin \alpha}{P\sigma_{xy}\tau_{xy} \cos \alpha} = \text{tg} \alpha. \text{ Или, выражая коэффициент трения } f \text{ через}$$

нормальные и касательные напряжения, с учетом формулы (3) получим:

$$f = \frac{F_{\text{мп}}}{N} = \frac{\tau(S - 2S_{\text{сдв}})}{\sigma_{\text{ср}} S} = \text{tg} \alpha, \quad \text{или}$$

$$\alpha = \arctg \frac{\tau(S - 2S_{\text{сдв}})}{\sigma_{\text{ср}} S}. \quad (4)$$

Анализ формулы (4) показывает, что при равенстве касательных и нормальных напряжений ($\tau = \sigma_{\text{ср}}$) и $S_{\text{сдв}}=0$, максимальное значение коэффициента трения $f = 1$ достигается при $\alpha = 45^\circ$. Отсюда следует важный для практики вывод, что для уменьшения образования лещадных кусков материала при разрушении анизотропного тела угол приложения разрушающего усилия не должен превышать 45° . Однако при приложении усилия под углом более 45° осуществляется разрушение материала вдоль плоскостей спаянности (наименьшей прочности кусков), что способствует его разрушению при меньших усилиях.

Список литературы

1. Романович А.А. Литологические основы /А.А. Романович, А.М. Гридчин, В.С. Лесовик // – Белгород, БГТУ им. В.Г. Шухова, 2012,- 351с.
2. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела /С.Г. Лехницкий.- М.// - Наука, 1977 – 416 с.
3. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей /А.А. Романович// - Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2011г. -№ 4.-с.71-73.
4. Романович А.А. Особенности процесса постадийного измельчения материалов с использованием пресс-валкового агрегата /А.А. Романович// Изв. вузов. Строительство -2007.-№9.- с.88-90.
5. Schonert K, Knobloch O. Mahlen von Zement in der GuttbettWalzenmuhle // Zement – Kalk – Gips, – 1984. - № 11 – S. 563...568.

6. Романович А.А. Агрегат для измельчения давлением и дезагрегации спрессованных материалов / А.А. Романович, В.П. Воронов, С.А. Мещеряков, И.В. Апухтина / Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2017. –№1. – С. 144–150.

УДК 666.9.022.3

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ ГОРНЫХ ПОРОД С
АНИЗОТРОПНОЙ ТЕКСТУРОЙ

Романович М.А.¹, Романович А.А.¹, Мозговой К.Л.¹, Апухтина И.В.²

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

2. ФГАОУ ВО «Белгородский государственный национальный исследовательский университет» г. Белгород

В нашей стране в период с 2010 по 2020 гг. число автотранспортных средств возросло в несколько раз, немаловажным также является факт постоянного увеличения их единичной грузоподъемности, все это создает повышение нагрузки на конструкции дорог. Данные причины способствуют созданию инновационных методов в процессе дорожного строительства, а также требуют новых высокоэффективных дорожно-строительных материалов. Известно, что важную роль в стойкости конструкции дорожных оснований и покрытий играют, применяемые при их строительстве материалы.

Ключевые слова: анизотропные материалы, текстура, энергосбережение

ENERGY SAVING WHEN PROCESSING ROCKS WITH ANISOTROPIC TEXTURE

Romanovich M. A.¹, Romanovich A. A.¹, Mozgovoy K. L.¹ Apukhtina, I. V.²

1. Belgorod state technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

2. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «Belgorod National Research University»

In our country, in the period from 2010 to 2020, the number of vehicles increased several times, and the fact that their unit load capacity is constantly increasing is also important, all this creates an increase in the load on road structures. These reasons contribute to the creation of innovative methods in the process of road construction, as well as require new high-performance road construction materials. It is known that the materials used in their construction play an important role in the stability of the construction of road foundations and coatings.

Keywords: anisotropic materials, texture, energy saving.

Рассмотрев формирование природных материалов, которые составляют ресурсную базу строительства дорожных оснований и покрытий и могут быть использованы для повышения их износостойкости, установили, что их становление происходило в недрах Земли, либо на ее поверхности вследствие использования различных источников энергии.

Они образовались в результате влияния геологических и космохимических процессов, что сформировало их физико-механические свойства и текстуру.

Зачастую при строительстве дорог возникает необходимость укрепления их основания, и как следствие увеличение его прочности достигается за счет использования известковых вяжущих материалов. Также известковые породы применяется для улучшения качества асфальтобетона и прочности дорожного покрытия путем добавки в них минеральных порошков, полученных при их измельчении которые относятся к осадочным породам.

Осадочные карбонатные породы занимают примерно 75% поверхностного слоя земли именно в них чаще всего бывают обнаружены признаки анизотропии, а (ее величина устанавливается природой происхождения этих пород).

Как известно эти породы образовались в результате происхождения осадочных процессов, что сказалось на их текстуре.

Научные исследования, проведенные российскими и зарубежными учеными, обосновали различный предел прочности анизотропных материалов при их разрушении в перпендикулярном и параллельном направлениях сланцеватости минерала

Примером являются такие материалы, как мрамор, мергель, органический известняк и другие которые отличаются плотностью мелкозернистых пород, более того они имеют разную величину анизотропии и прочность (таблица 1).

Таблица 1

Материал	Предел прочности на сжатие, МПа		Коэффициент анизотропии
	Перпендикулярно сланцеватости	Параллельно сланцеватости	
Известняки органогенные	95	65	1,46
Мрамор полосчатый	226	162	1,4
Известняк плотный полосчатый	101,3	72	1,41
Мергель	42	35	1,2

Степень уплотнения карбонатных пород в процессе их образования, наличие либо отсутствие остатков микроорганизмов, минералогический состав все это предопределило их структурно-текстурные характеристики.

На рисунке 1 изображены наиболее часто встречающиеся осадочные породы, имеющие анизотропную текстуру, которые используются в производстве различных дорожно-строительных материалов, в том числе и минеральных добавок.

Эти породы с анизотропной текстурой обладают запасами энергии, учет которой в технологиях их переработки позволит значительно уменьшить энергозатраты, а, следовательно, и себестоимость строительства дорог.

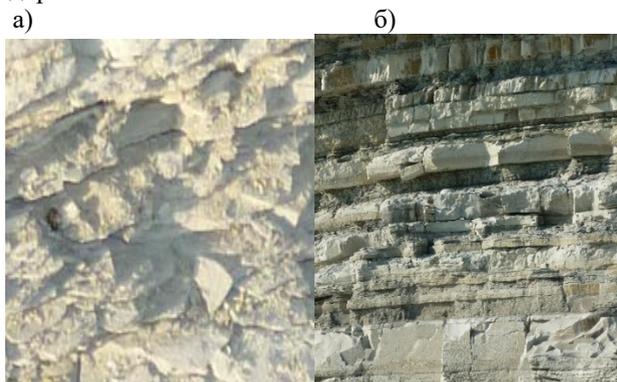


Рис. 1. Анизотропные горные породы: а - известняк органогенный; б-мергель
Эти породы с анизотропной текстурой обладают запасами энергии, учет которой в технологиях их переработки позволит значительно уменьшить энергозатраты, а, следовательно, и себестоимость строительства дорог.

Однако существующие технологии их переработки и применяемое при этом дробильно-помольное оборудование не учитывает текстуру измельчаемых материалов. Поэтому необходимо как совершенствовать существующее дробильно-помольное, так и разрабатывать новое, позволяющее разрушать анизотропные материалы в направлении их наименьшей прочности.

Исходя из вышесказанного, мы можем сделать следующие выводы:

1. В качестве сырья в процессе производства строительных материалов используется большое количество природных горных пород с различной текстурой организации процесса переработки, которых требуется индивидуальный подход.

2. Карбонатные горные породы, широко используемые в качестве сырья для производства дорожно-строительных материалов, имеют исходную природную анизотропную текстуру и обладают запасами энергии, учет которой в технологиях их переработки позволит значительно уменьшить энергозатраты.

3. Необходимо совершенствовать существующие технологии переработки анизотропных горных пород и разрабатывать дробильно-помольное оборудование, позволяющее разрушать эти материалы в направлении их наименьшей прочности.

Список литературы

1. Якушова А.Ф. Общая геология: учебник для вузов. – М.: Изд-во Новосибирск. ун-та, 1988. – 448 с.
2. Редькин Г.М. Нестационарное анизотропное математическое моделирование неоднородностей систем минерального сырья. – М.: Изд-во Ассоциация строительных вузов, 2007. – 499 с.
3. Гридчин А.М. Повышение эффективности дорожного строительства путём использования анизотропного сырья. – М.: Изд. Ассоциация строительных вузов, 2006. – 486 с.

УДК: 622.621

ЗНАЧИМОСТЬ ВЛИЯНИЯ НАДЕЖНОСТИ НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

Романович М.А.,¹ Берёзкин М.С.,¹ Белый В.А.,¹ Беляков С.С.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Аннотация: исследуемая в статье машина и её оборудование относятся к области строительства и коммунального хозяйства. В работе проведено исследование влияния надежности на эксплуатацию и обслуживание фронтальных (одноковшовых) погрузчиков, проведены расчеты в SolidWorks Simulation, для подтверждения теоретических данных, сделаны соответствующие выводы.

Ключевые слова: одноковшовый погрузчик, фронтальный погрузчик, транспортировка материалов, дорожные машины, надежность, эксплуатация.

SIGNIFICANCE OF RELIABILITY IMPACT ON THE OPERATION OF FRONT-END LOADERS

Romanovich M. A.,¹ Berezkin M. S.,¹ Bely V. A.,¹ Belyakov S. S.¹

1. Belgorod state technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

Abstract: The machine and its equipment studied in the article belong to the field of construction and public utilities. In this paper, the influence of reliability on the operation and maintenance of front-end (single-bucket) loaders was studied, calculations were performed in SolidWorks Simulation to confirm the theoretical data, and corresponding conclusions were made.

Keywords: single-bucket loader, front-end loader, material transportation, road vehicles, reliability, operation.

Введение. Актуальность данной статьи обусловлена тем фактом, что одно из ведущих мест в парке строительно-дорожных машин занимают одноковшовые пневмоколесные и гусеничные погрузчики. Большинство конструкций землеройного оборудования (например, рамы оборудования) рассчитаны на срок службы до капитального ремонта или полного срока службы машины. Конструкции рассчитаны на воздействие различных условий нагрузки, которые измеримы количественно и не детерминированы. В процессе эксплуатации существующего парка погрузчиков необходимо совершенствовать их конструкцию и технологический процесс с целью повышения эффективности их работы. С целью обеспечения эффективности их использования возможно за счет повышения производительности и надежности машин, которые выполняются в двух направлениях: совершенствование рабочего процесса, рабочего оборудования и системы управления машин, находящихся в настоящее время в эксплуатации, и создание принципиально новых рабочих органов погрузчиков, что и является актуальной научно-технической задачей.

Основная часть. Основные виды отказов элементов и систем дорожных машин возникают в результате потери прочности, усталости и изнашивания. Эти процессы зависят от режимов нагружения машин и характеристик материалов, из которых изготавливают элементы и системы машин. Надежность должна оцениваться по набору спецификаций, для того чтобы гарантировать, что система соответствует критериям производительности. Производственная система состоит из различных типов оборудования. Все узлы, компоненты и подкомпоненты должны иметь высокую доступность и надежность, чтобы обеспечить стабильный и надежный процесс [4,11].

Силы, которым подвергается землеройное оборудование, могут сильно различаться в зависимости от оператора оборудования (т. е. от угла атаки, входящего в материал, скорости входа, и манипуляции с ковшем), условий площадки (т. е. состояния земли, её фрагментации), раз-

мера и состояния ворса), а также факторов окружающей среды (например, погода, время суток). Изучение данных о производстве колесных погрузчиков показывает, что все эти факторы оказывают постоянное влияние. Данные показывают время «нормальных операций» с небольшим количеством событий перегрузки или отсутствием, происходящих в течение длительных периодов времени (например, несколько дней с несколькими операторами). И наоборот, данные также показывают локализованные события с множественными событиями перегрузки, происходящими вплотную или в небольшом кластере (то есть, 5 перегрузок сегмента в выборке из 10 сегментов). В этих условиях процесс копания каждый час работы оборудования при уровне нагрузки, превышающем «обычное использование» или «проектное использование», эквивалентно более одного часа нормального использования [8].

Исследование разрушения для отказов структурных компонентов происходит по двум направлениям: (1) постепенный отказ, когда отказ происходит с течением времени и может отслеживаться для его исправления; или (2) внезапный сбой, который обычно является катастрофическим и требует полной замены компонента. История напряжений и нагрузок зависит от рабочего цикла, который может способствовать усталости конструкции, ведущей к разрушению или окончательному разрушению конструкции. То есть то, как используется оборудование, определяет нагрузки и напряжения, которым оно будет подвергаться. Современная практика оценки срока службы основана на консервативных допущениях и упрощениях, связанных с неопределенностью. Этот консервативный подход потенциально приводит к недооценке фактической усталостной долговечности и чрезмерному мониторингу отказов [10].

Усталостные поломки составляют основной вид разрушения деталей машин и нередко приводят к тяжелым последствиям, так как возникают внезапно.

В общем случае модель отказа в результате усталости можно представить в виде

$$\sum_{i=1}^n G_i = G_n, \quad (1)$$

где G_n - предельное значение повреждений; G_i - повреждения на отдельных этапах работы.

Скорость накопления повреждений в течение каждого отдельного этапа

$$g_i = G_n/N_i, \quad (2)$$

где N_i - число циклов, необходимых для достижения предельного повреждения G_n при режимах и условиях, соответствующих i -му этапу работы.

Тогда модель отказа выражается уравнением

$$\sum_{i=1}^n g_i N_{Di} = G_n, \quad (3)$$

где N_{Di} - число циклов действующих напряжений на i - м этапе работы.

Экспериментальные исследования показали, что характер разрушения конструкционных материалов зависит от числа циклов нагружений, которые в свою очередь определяются действующей амплитудой напряжений и пределом выносливости.

При числе циклов $N \geq 10^5$ наблюдается типичное усталостное разрушение без заметных следов пластических деформаций. При уменьшении знакопеременного (разрушающего) напряжения σ число циклов нагружений возрастает.

Источником усталостного разрушения элементов металлоконструкций рабочего оборудования и ходовых устройств является действие переменных во времени напряжений, возникающих в рабочем процессе фронтального погрузчика под влиянием различных нагрузок. Как показали предыдущие исследования, наибольшей нагруженности фронтальный погрузчик подвергается в процессе черпания материала.

Напряжения, возникающие в процессе черпания материала ковшом фронтального погрузчика, зависят от глубины предварительного внедрения ковша в штабель, характера движения режущей кромки ковша, т.е. от способа черпания материала [2].

Применение и реализация в рабочем процессе рационального способа черпания, т.е. осуществление черпания сыпучих материалов ковшом погрузчика совмещенным способом, позволяет существенно снизить все составляющие сопротивлений, возникающих при черпании материала, а следовательно, значительно уменьшить амплитуду нагрузок, действующих на рабочее оборудование и базовую машину в процессе работы. Это позволяет увеличить число циклов нагружения и повысить наработку на отказ элементов металлоконструкций рабочего оборудования и ходовых устройств, что приведет к повышению надежности машины в целом [3].

Процесс заполнения ковша материалом начинается с внедрения ковша в штабель материала при поступательном движении погрузчика вперед. При этом на режущую кромку ковша будет действовать усилие сопротивления внедрению ковша в штабель материала,

величину которого определим по формуле:

$$R_B = k_c \cdot B \cdot k_M, \quad (4)$$

где k_c - коэффициент удельного сопротивления внедрению ковша в штабель материала, Н/м; B - ширина режущей кромки ковша, м; k_M - коэффициент, зависящий от крупности материала.

Величина коэффициента удельного сопротивления внедрению ковша k_c в штабель материала зависит от характеристики разрабатываемого материала и глубины внедрения режущей кромки ковша в штабель материала L_B .

После предварительного внедрения ковша погрузчика на глубину L_B , гидроцилиндрам подъема стрелы и поворота ковша необходимо преодолеть сопротивления сдвигу материала по лобовой поверхности P_1 сдвигу материала по боковым поверхностям P_2 , а также веса материала в призме сдвига G_M . Ввиду относительно небольшой величины P_1 и P_2 , рассмотрим влияние на усталостную долговечность стрелы фронтального погрузчика нагрузок от веса материала в призме сдвига G_M .

Обозначим вес материала в призме сдвига при глубине предварительного внедрения

$L_B = 1,0L_K$ как G_{M1} при глубине предварительного внедрения $L_B = 0,85L_K$ как G_{M2} и найдем максимальные напряжения в стреле фронтального погрузчика от действия этих нагрузок. Расчетная схема для определения максимальных напряжений представлена на рисунке 2.

В качестве примера рассмотрим влияние нагрузок, возникающих в процессе черпания материала, на усталостную долговечность стрелы фронтального погрузчика.

Конечно-элементная модель стрелы погрузчика представлена на рисунке 1. Модель состоит из элементов формы тетраэдра и гексаэдра. Все элементы выполнены с промежуточными узлами.



Рис. 1. Подготовка модели к расчету в SolidWorks Simulation

Удельная сила, приложенная к концу лопасти ковша, которая уравновешивает силы активного цилиндра и реакции земли, равна силе копания [7].

Таким образом, максимальные напряжения, возникающие в стреле, превышают допустимый предел выносливости. Следовательно, имеет место накопление усталостных повреждений. Как следует из приведенного исследования и расчета, число циклов до образования усталостной трещины при использовании в рабочем процессе фронтального погрузчика рационального совмещенного способа черпания, увеличивается по сравнению с обычным способом в 3 раза.

В случаях, когда структура подвергается случайным нагрузкам, мгновенное значение нагрузки неизвестно, будущие нагрузки также неизвестны, что создает значительные проблемы. Конструктивные элементы контролируются с помощью проверок и встроенных датчиков. Во-первых, эти проверки варьируются от ежедневных проверок оператора до полных проверок рамы. Результатом проверок является снижение доступности и увеличение времени обслуживания для завершения дальнейших проверок. Мобильное оборудование может быть установлено с датчиками деформации для непосредственного измерения деформации в критических местах усталостных напряжений. Использование этих датчиков имеет ограничения. Известно, что датчики со временем становятся ненадежным из-за повреждения в результате эксплуатации, а также требований к техническому обслуживанию и анализу данных. Что касается землеройного оборудования, оператор оказывает значительное влияние на то, как оно работает, и на нагрузку, которую испытывает оборудование [7,11].

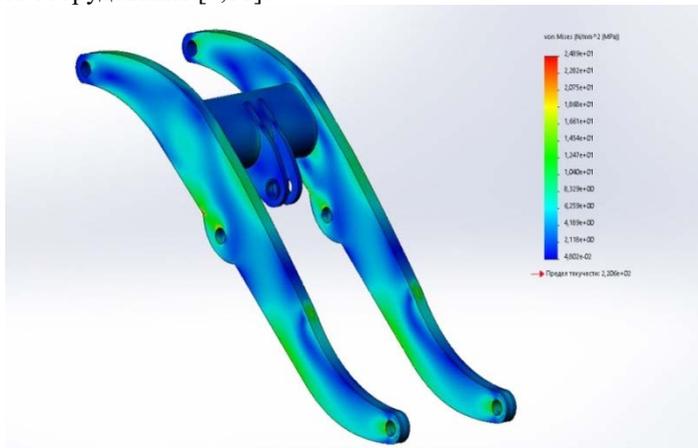


Рис. 2. Расчет стрелы погрузчика в SolidWorks Simulation

Для погрузочного оборудования полезная нагрузка является ключевым индикатором нагрузок, которые выдерживает оборудование. Частота перегрузки является показателем более высокой, чем обычно, нагрузки, которую выдерживает погрузочная машина, что может повлиять на оставшийся срок службы и надежность оборудования. Следовательно, есть достаточные доказательства того, что степень перегрузки должна учитываться при оценке надежности машины. Обычной практикой является использование текущей скорости перегрузки для дополнения часов работы, основанных на времени, при установлении интервалов технического осмотра и замены. Это похоже на слишком длительное определение оборудования на холостом ходу и принятие корректирующих мер [12].

Возможность выдавать/перепланировать задачи технического обслуживания на основе нескольких параметров (например, часов работы и условий рабочего цикла, событий перегрузки ковша) может повысить вероятность обнаружения структурных проблем, которые повысят доступность оборудования. Это будет достигнуто путем отслеживания количества циклов перегрузки, которые даёт отдел технического обслуживания, может сократить время проверок и интервалы обслуживания для машин, когда они видят повышенные напряжения, и увеличивают эти интервалы, когда эти события происходят реже.

Выводы: Проведя в статье исследование, мы можем делать вывод, что значение надежности для колесных погрузчиков вращается вокруг нескольких ключевых факторов. Этими факторами являются: применение; требования к доступности машины; и план поддержки обслуживания. Во-первых, необходимо изучить любые области применения колесных погрузчиков [8]. Эти приложения могут включать в себя производство, вывоз отходов, складирование, отгрузку и общие коммунальные задачи. Второй фактор, где надежность колесного погрузчика связана с доступностью машины, - это особые рабочие требования для колесного погрузчика и парка, на который он назначен. Можно утверждать, что надежность, главным образом, влияет на владение и эксплуатационные расходы фронтального погрузчика двумя способами. В частности, это затраты на обслуживание/ремонт и производственные потери из-за того, что полезные ископаемые/материалы не добываются во время простоя машины.

Список литературы

1. Раннев А. В., Полосин М. Д. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин. М. : ИРПО Издательский центр «Академия», 2012. – 48с.
1. Богомолов А.А. Машины для производства земляных работ: учебник / А.А. Богомолов – Белгород: Изд-во БГТУ, 2013.– 234 с.

2. Гологорский Е.Т. и др. Техническое обслуживание и ремонт дорожно-строительных машин. М. : Высшая школа., 2007. – 287 с.
3. Алексеенко В.Г. Методика расчета геометрических параметров, характеризующих совмещенный способ черпания материала ковшем фронтального погрузчика. // Машины и процессы в строительстве: Сб. науч. тр. № 3. Юбилейный - Омск: Изд-во СибАДИ, 2000. - С. 123 - 127.
4. Романович А.А. Техническая эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных и коммунальных машин / А.А. Романович, Е. В. Харламов // - Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. -127 с.
5. Азюков Н.А., Алексеенко В.Г. Повышение надежности металлоконструкций фронтального погрузчика путем снижения нагрузок на рабочее оборудование. // Машины и процессы в строительстве: Сб. науч. тр. № 3. Юбилейный. - Омск: Изд-во СибАДИ, 2000. - С. 128 - 130.
6. Загорский Г.С. и др. Тяговые расчеты землеройно-транспортных машин. Методические указания к курсовому проектированию. М.: МИИТ, 2004.
7. Ли Ю., Лю В. и Фримпонг С. (2015), Моделирование составного механизма фронтальной кинематики фронтального погрузчика для передового технического моделирования, Международный журнал Advanced Manufacturing Technology 78: 341-349, DOI 10.1007 / s00170-014-6640-7.
8. Awuah-Offei, K., Frimpong, S., & Askari-Nasab, H. (2009), Formation excavation resistance modelling for shovel dippers, International Journal of Mining and Mineral Engineering, 1(2), 127-146, <https://doi.org/10.1504/ijmme.2009.023131>.
9. Debelec, C. (2014), "On Modelling of Bucket Oscillations for a Wheel Loader", RJAV vol XI issue 2/2014.
10. Ma, X, Wu, X, & Zhang (2014), Research on Maintenance Strategy of Coal Mining Vehicle Based on RCM, Applied Mechanics and Materials, Vols. 543-547 (2014) pp 126-129. Doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.542-547.126.
11. Romanovich A.A., Energy-saving technology of obtaining composite binders using technogenic wastes / A.A. Romanovich, M.A. Romanovich, A.I.Below, E.I. Chekhovskoy // Journal of Physics: Conf. Series. – 2018. Т. 1118 № 012035.

УДК: 622.621

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ГОРНОДОБЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Романович М. А.¹, Клычков А. А.¹, Выскребенцев Е.И.¹

1. Россия, Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Аннотация: В статье даётся анализ методов математически-компьютерного моделирования работы ленточных конвейеров и их систем «груз-лента-роликоопоры». Проводится исследование сопротивления движения ленточных конвейеров и конструктивные усовершенствования роликоопор трехжелобчатого ленточного конвейера. Определен коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам.

Проведен расчёт конечно-элементной модели трёхроликовой желобчатой роликоопоры.

Ключевые слова: роликоопора, ленточный конвейер, горнодобывающая промышленность, математическое моделирование, САПР, SolidWorks.

Физическое средство моделирования осуществляется с использованием моделей, имеющих одинаковые свойства с реальными объектами. Физическое их моделирование осуществляется экспериментальными исследованиями в лабораторных условиях с использованием различных устройств, установок или стендов для испытания на них необходимо моделей в виде реальных объектов.

Математический средство моделирования является методом изучения различных объектов путем создания их математических моделей и исследования этих моделей с использованием электронно-вычислительных машин. В качестве математических моделей используют разработанные системы математических соотношений, описывающих исследуемые процессы.

Компьютерные средства моделирования являются методом изучения различных объектов с использованием, подходящих для них компьютерных моделей. Они позволяют проводить исследования при использовании компьютерной техники. Компьютерные модели различают по программным обеспечениям и для их обработки используют существующие программные приложения или разрабатывают новые оригинальные программы с помощью языков программирования.

При проектировании ленточных конвейеров одним из самых важных для них показателей является потребление электроэнергии, которое определяется силами сопротивления движению ленты при прохождении отдельных их роликоопор. Эти силы рассматривают как сумму сил, возникающих при вращении роликов, помещения роликов в ленту, а также изменении формы ленты и груза между роликоопорами.

На основе существующих теоретических положений общее сопротивление движения ленты состоит из распределенных и сосредоточенных ее сопротивлений. Распределены опоры движения ленты возникают на своих горизонтальных и наклонных прямолинейных участках, а сосредоточены опоры возникают на отклоняющих барабанах, роликах и загрузочных и разгрузочных устройствах.

При перемещении различных грузов силы сопротивления движению ленты определяются величиной коэффициента сопротивления ее движения и в общем случае определяется по формуле:

$$W = q \cdot L \cdot \omega$$

где q - вес транспортируемого груза на одном метре длины конвейера; L - длина конвейера; ω' - коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам.

Соответственно, общий коэффициент сопротивления движению является отношением сил сопротивления к весу перемещаемого груза. Значение этого коэффициента не одинаковы для разных участков ленточного конвейера и рассмотрение сопротивления движению ленты в основном осуществляется на прямолинейном горизонтальном участке нагруженной части ни ленточного конвейера (рис. 1).

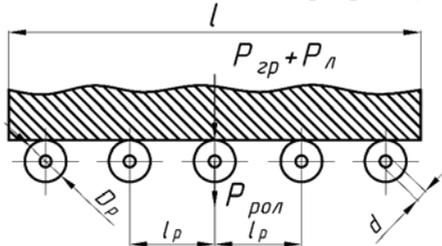


Рис. 1. Схема прямолинейного горизонтального участка нагруженной части ленточного конвейера

При движении ленты по роликам конвейера необходимо преодолеть сопротивление от трения в подшипниках роликов, трения качения роликов по ленте и ее перегибов на роликоопорах. Общее сопротивление группы роликов выражается по формуле:

$$W = 2 M_0 / D_{рол}$$

где M_0 - момент сопротивления вращению группы роликов $D_{рол}$ - диаметр роликов.

Перед определением указанного момента сопротивления вращению группы роликов осуществляют определения момента сопротивления вращению одного ролика:

$$M_0 = M_1 + M_2$$

где M_1 - момент сопротивления вращению ролика в своих опорах; M_2 - момент сопротивления от качения ролика по ленте.

Эти моменты определяются из выражений:

$$M_1 = (P_{гр} + P_{л} + P_{рол}) \cdot f$$

$$M_2 = (P_{гр} + P_{л}) \cdot k$$

где $P_{гр} + P_{л}$ - нагрузка ролика от веса груза и ленты; $P_{рол}$ - вес вращающихся частей роликоопоры; d - диаметр цапфы ролика ; f - коэффициент трения в подшипнике ролика, приведенный к диаметру; k - коэффициент трения качения ролика по ленте.

Полная нагрузка, действующая на роlikоопору от веса транспортируемого груза, определяется по формуле:

$$P_{гр} = Q \cdot t_{рол} / 1,08 \cdot v_{л}$$

где Q - производительность конвейера; $t_{рол}$ - расстояния между отдельными роlikооперами; $v_{л}$ - скорость движения ленты.

Нагрузка роlikоопоры от веса ленты определяется по формуле:

$$P_{л} = t_{рол} \cdot q_{л} / 3$$

$$q_{л} = q'_{л} \cdot B / 3$$

где $q_{л}$ – удельный вес метра ленты; $q'_{л}$ – удельный вес метра квадратной ленты; B – ширина ленты.

Удельный вес одного метра квадратной ленты [H/m^2] в зависимости от ее типа может быть принята по табл. 1.

Таблица 1

Тип ленты				
2Ш-800	2РТЛО-1500	2РТЛО-2500	2РТЛО-2500РИФ	2РТЛО-3150
128	280	370	370	432

Общий момент сопротивления группы роlikов определяется по формуле:

$$M_0 = (\sum(P_{гр} + P_{л}) + P_{рол}) \cdot d/2 \cdot f + \sum(P_{гр} + P_{л}) \cdot k$$

при этом

$$\sum(P_{гр} + P_{л}) = (q_{гр} + q_{л}) \cdot \ell$$

$$\sum P_{рол} = q_{рол} \cdot \ell$$

где $q_{гр}$, $q_{л}$, $q_{рол}$ вес груза, ленты и вращающихся частей роlikоопор на одном метре конвейера; ℓ - длина рассматриваемой дел янки.

Отсюда общий момент сопротивления группы роlikов определяется по формуле:

$$M_0 = (q_{гр} + q_{л} + q_{рол}) \cdot \ell \cdot d/2 \cdot f + (q_{гр} + q_{л}) \cdot \ell \cdot k$$

В результате всех указанных расчетных преобразований основные сопротивления группы роlikов определяется по формуле:

$$W = (q_{гр} + q_{л} + q_{рол}) \cdot \ell \cdot \omega'$$

Где общий коэффициент сопротивления движению ленты по роlikооперам конвейера определяют по формуле:

$$\omega' = (f \cdot d + 2 \cdot k) / D_{рол}$$

Для этой формулы значения коэффициентов f и k в зависимости от режимов работы могут быть приняты по табл. 2.

Таблица 2

Режим работы	Коэффициент трения f в подшипниках		Коэффициент трения качения k
	качения	скольжения	
Л	0,010	0,1	0,06
С	0,025	0,2	0,08
Т	0,045	0,25	0,10

Поскольку коэффициенты трения f и k зависят от многих факторов, а также меняются в зависимости от условий работы, то коэффициент ω' сопротивления движению ленты по роликоопорам основном определяют экспериментальные им методом. Для этого на подвижной под углом раме закрепляют ролики, кладут на них ленту с грузом, а затем наклоняют раму в плоскости вращения роликов и фиксируют угол наклона рамы при начале движения ленты с грузом.

Именно этот угол наклона рамы характеризует коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам. Лента с установленным на ней грузом начнет двигаться по роликоопорам (рис. 2) при условии:

$$P'' > T$$

где $P'' = P \cdot \sin \beta$ - касательная составляющая от воздействия на роликоопору груза и ленты; $T = P \cdot \cos \beta \cdot \omega'$ - сила сопротивления движению; β - угол наклона ленты с грузом.

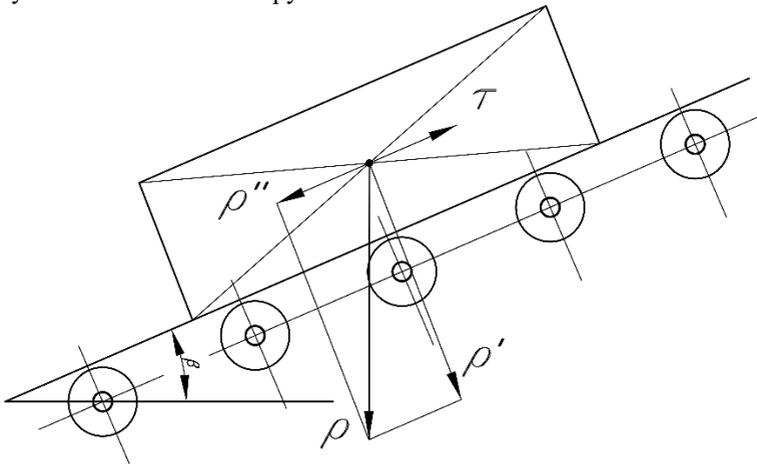


Рис. 2. Схема «груз-лента-роликоопоры» для определения условия движения ленты с грузом по роликоопорам

Отсюда условие движения ленты с грузом по роликоопорам имеет вид:

$$P \cdot \sin \beta \geq P \cdot \cos \beta \cdot \omega'$$

В результате для осуществления движения ленты с грузом по роликоопорам должно выполняться условие:

$$\omega \leq \operatorname{tg} \beta$$

Значение коэффициента сопротивления движению ленты по роликоопорам зависит от условий их работы и диаметра роликов, а также величины нагрузки, на каждый ролик взаимодействующей с ним ленты с установленным на ней грузом. В данной работе ставилась задача экспериментального исследования коэффициентов сопротивления движению ленты по роликоопорам в зависимости от внешнего диаметра роликов и осуществляемого на них нагрузки.

Эти исследования проводились на кафедре подъемно-транспортных и дорожных машин и использовании лабораторной установки (рис. 3), которая содержит отрезок ленты и роликоопоры с переменными для них роликами, при этом указанный отрезок ленты закрепляется на жесткой пластине и устанавливается вместе с ней на роликах обеих опор.

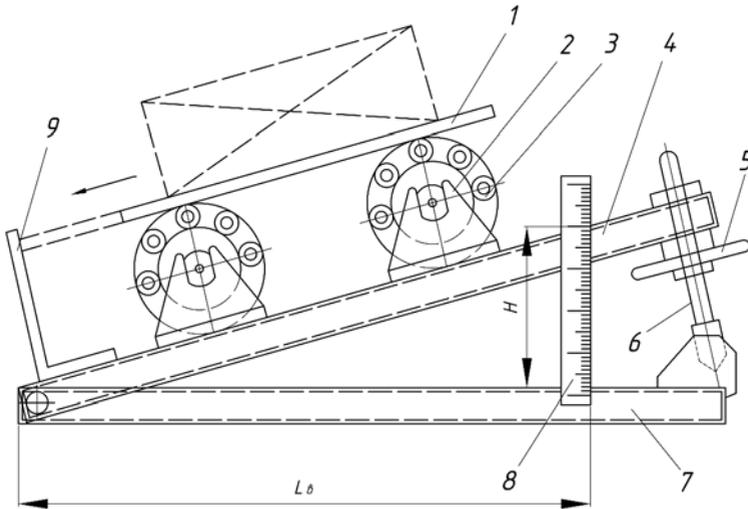


Рис. 3. Схема лабораторной установки для исследования коэффициентов сопротивления движения ленты по роликоопорам: 1 - лента; 2 - роликоопоры; 3 - переменные ролики; 4 - поворотная рама 5 - маховик; 6 - винт; 7 - стационарная рама 8 - линейка; 9 - упор

Обе роликоопоры последовательно установленные на поворотной раме, которая с помощью маховика с винтом может плавно изменять свой угол наклона к стационарной раме. Измерение высоты H подъема,

при котором происходит движение ленты по роликам осуществляется линейкой, закрепленной одним концом на стационарной раме и на расстоянии L_b от места соединения с поворотной рамой. Для остановки жесткими й пластины с закрепленной лентой и переменными на ней грузами служит упор.

Перед выполнением исследований для определения коэффициентов сопротивления движению ленты по роликам осуществлялось взвешивания пластины вместе с указанной лентой и в пазы горизонтально расположенной изначально поворотной рамы устанавливались ролики диаметром $D_{ролл} = 60$ мм. После этого осуществлялась изменение угла наклона поворотной рамы относительно стационарной рамы до момента возникновения движения ленты по роликам.

Аналогичные эксперименты проводились при установке на поворотной раме роликов диаметром $D_{ролл} = 89$ мм. Вместе с этим, осуществлялась ступенчатая изменение нагрузки контактного взаимодействия конвейерной ленты с роликами. При ступенчатом изменении нагрузки ленты сменными дисками. Определение экспериментального коэффициента силы сопротивления движению ленты обеспечивался не измерением именно угла β , а высоты H и расстояния L_b , так $\omega' = \text{tg } \beta = H / L_b$ и имеет более высокую точность.

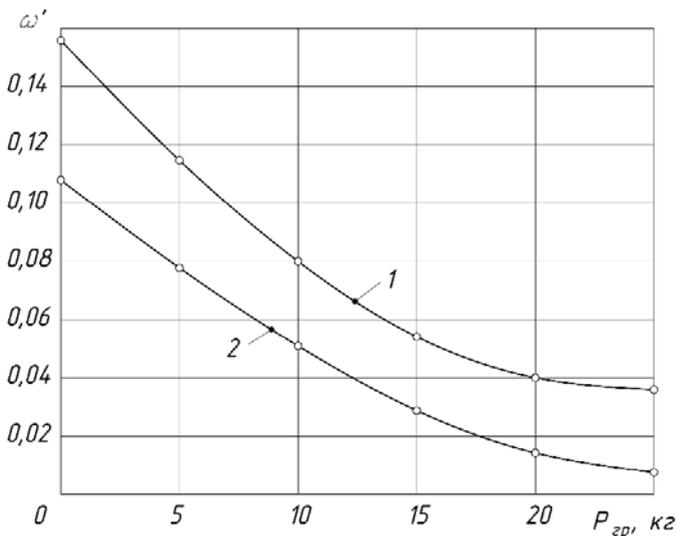


Рис. 4. Зависимости изменения коэффициентов сопротивления движению ленты по роликоопорам: 1 – $D_{ролл} = 60$ мм; 2 – $D_{ролл} = 89$ мм

Из полученных экспериментальных данных видно, что при взаимодействии ленты с роликами различных диаметров и в 60 и 89 мм характерно уменьшение коэффициента сопротивления движению указанной ленты по роликоопорам при увеличении нагрузки. Вместе с тем, при использовании роликов опор менее наружного диаметра обеспечивает большие величины указанных коэффициентов.

Основная часть.

Наиболее подходящими видами роликоопор для работы в линейных секциях ленточных конвейеров и транспортировки кусковых грузов являются компенсирующие и амортизирующие роликоопоры. Особенно вопрос выбора видов конструкций роликоопор актуально стоит при необходимости транспортировки ленточными конвейерами крупнокусовых грузов.

Вместе с тем, среди существующих роликоопор ленточных конвейеров наиболее широкое использование получили трёхроликовые желобчатые роликоопоры. Однако, некоторые из таких конструкций роликоопор имеют существенные недостатки в своей работе и нуждаются в дальнейших конструктивных усовершенствованиях.

При воздействии на роликоопору ленточного конвейера ударных нагрузок от этих же скальных включений происходит их амортизация упругостью ленты в местах своего сгиба между роликами. Вместе с тем, в амортизации возникающих ударных нагрузок на ленту и роликоопоры участвуют, установлены между коромыслами и поставит пластинчатые пружины изгиба.

Для исследования данной конструкции был использован метод компьютерного моделирования. Расчет был проведен в SolidWorks Simulation - универсальной программной конечно-элементного (МКЭ) анализа, которую используют в сфере автоматизированных инженерных расчётов (САПР, или CAE) и КЭ.

Конечно-элементная модель роликоопоры представлена на рисунке 5 (мы добавили скобу в роликоопору и пружина). Модель состоит из элементов формы тетраэдра и гексаэдра. Все элементы выполнены с промежуточными узлами.

Нагрузка, воспринимаемая роликоопорой при падении крупного кускового груза, будет складываться из веса роликоопоры G_p и веса материала в призме сдвига G_M . Для трёхроликовой желобчатой роликоопоры, $G_p = 29,32$ кг, $G_M = 200$ кг (с учётом ускорения свободного падения);

Тогда

$$P = G_M + G_K = 200 + 29,32 = 229,32 \text{ кг}; P = 2,2 \text{ кН};$$

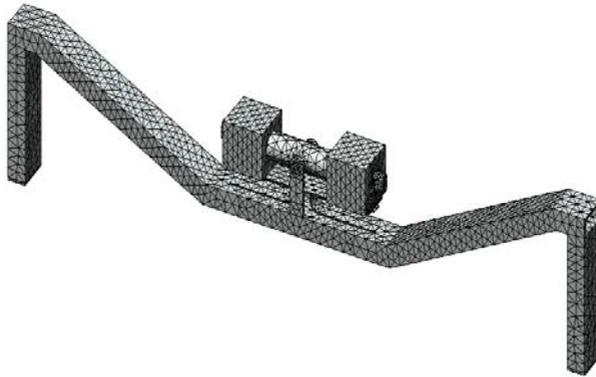


Рис. 5. Подготовка модели к расчету в SolidWorks Simulation

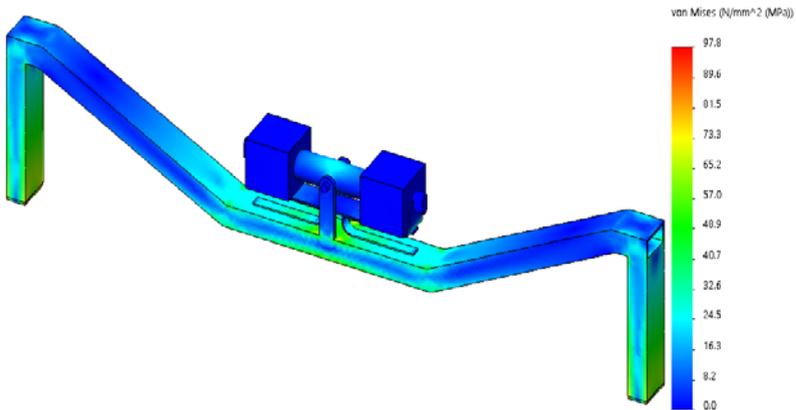


Рис. 6. Расчет роликоопоры ленточного конвейера в SolidWorks Simulation

Таким образом, максимальные напряжения, возникающие в роликоопоре, превышают допускаемый предел выносливости. Следовательно, имеет место накопление усталостных повреждений. Определим допустимое число циклов нагружений рабочего оборудования нагрузками и Р.

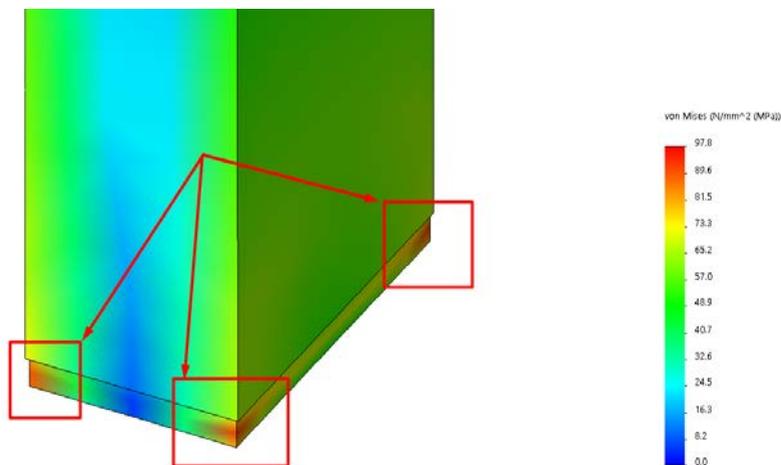


Рис. 7. Точки с максимальным напряжением

Степенное уравнение кривой усталости имеет вид:

$$\sigma_a^m \cdot N_k = (1,75\sigma_B)^m$$

где m - показатель степени, $m = 8,3$; N_k - разрушающее число циклов; σ_B - максимальные напряжения.

Тогда

$$N_k = \frac{(1,75 \cdot 820)^{8,3}}{248^{8,3}} = 2,1 \cdot 10^6;$$

Таким образом, повышение амортизационной способности путем добавления пружины и роликоопоры положительно сказалось на напряжениях в точках сопряжения элементов.

Выводы:

Были представлены несколько методов исследования и было выявлено, что компьютерное моделирование является перспективнейшим и самым экономным методом исследования.

При исследованиях коэффициентов сопротивления движению конвейерной ленты по роликоопорах установлено, что их величины уменьшаются с увеличением на них нагрузки, а с уменьшением внешнего диаметра роликов опор их величины увеличиваются.

Установлено, что применение конструкции ленточного конвейера, в которой повышение амортизационной способности путем добавления пружины и роликоопоры положительно сказалось на напряжениях в точках сопряжения элементов. А также увеличилось число циклов работы ленты в 1,3 раза.

Список литературы

1. Волотковский В.С. Износ и долговечность конвейерных лент / М.: Недра, 1976. С. 176.
2. Гринько П.А. Проблемы устойчивости конвейерной ленты на продольной оси конвейера // Защита металлургических машин от поломок. Межвузовский тематический сборник научных трудов. - Мариуполь, 2010. - Вып. 12. - С. 15-17.
3. Дмитриева В.В. Разработка математической модели ленточного конвейера с двухдвигательным приводом / В.В. Дмитриева, С. Гершун // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М., 2008. - Вып. 8. С. 295-303.
4. Дьяков В.А. Ленточные конвейеры в горной промышленности / М.: Недра, 1982. С. 349.
5. Куевда А.А. Совершенствование роликоопор ленточных конвейеров для транспортировки кусковых грузов и в / А.О Куевда, Ю.М. Гузенко // Сборник материалов Международной научно-технической конференции молодых ученых и студентов «Инновации молодежи - машиностроению». - М.: «КПИ им. Игоря Сикорского», 2018. - С. 49-51.
6. Полуниин В.Т. Конвейеры для горных предприятий / М.: Недра, 1978. С. 311.
7. Спиваковский А.О. Транспортные машины и комплексы открытых горных разработок / М.: Недра, 1974. С. 440.
8. Тарасов И.П. Ленточные конвейеры / Москва-Киев, Машгиз, 1963. С. 216.
9. Фадеев Б.В. Конвейерный транспорт на рудных карьерах / М.: Недра, 1972. С. 160.
10. Шешко Е.Е. Эксплуатация и ремонт оборудования транспортных комплексов карьеров / М.: Недра, 1996. С. 425.

УДК: 622.621

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Романович М.А.¹, Волобуев Д.И.¹, Белый В.А.¹, Беляков С.С.¹

1. Российская Федерация Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова (БГТУ им. В.Г. Шухова)

Аннотация: Рассмотрены основные преимущества электрокаров, устройство инфраструктуры для электрокаров и проблемы с которыми можно столкнуться при введении их в массовую эксплуатацию.

Ключевые слова: оборудование, инновации, электрокар, энергоёмкость.

Актуальность данной статьи обусловлена тем, что автомобильный транспорт в настоящее время, безусловно, является неотъемлемой частью жизни населения. Он является наиболее удобным, достаточно

быстрым и самым распространенным способом передвижения. И более того, он является самым востребованным транспортом практически во всех сферах деятельности. Мы выделим основные положительные стороны этого вида транспорта:

1) Быструю и своевременную доставку как грузов, так и пассажиров; Доставка производится по большей степени на малые расстояния или небольшими партиями; – при транспортировке груза можно применять более простые виды тар и упаковок, которые будут разрешены при транспортировке именно этим видом транспорта; –

2)Повышенная мобильность;

3)Маневренность и т. д.

Однако, помимо положительных сторон Можно выделить целый ряд недостатков этого транспорта:

1)Высокая себестоимость перевозок;

2)Возможность хищения как автомобиля, так и автомобиля с грузом; 3)Высокая степень аварийности и т. д. Но на фоне этих недостатков существует еще один немаловажный фактор

4)Нанесение высокого экологического ущерба окружающей среде.

Цель и задачи данной статьи, провести анализ положительных и негативных сторон, связанных с использованием данного вида транспорта, дать рекомендации по устранению существующих недостатков.

Ущерб для окружающей среды этим видом транспорта происходит на всех стадиях его производства и в процессе эксплуатации. Стоимость, при переработке как самих автомобилей, так и топлива, масел и т. д. очень велика. В процессе же самой эксплуатации происходит выбрасывание в атмосферу большого количества газов, оксидов азота и серы, которые, в свою очередь, пагубно сказываются на окружающей среде. Автомобили вырабатывают до 70 % вредных выбросов в атмосферу. В среднем каждый год выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от транспортных средств увеличиваются на 3,1 %. В России ежегодно по меньшей мере выбрасывается более 12,6 млн т вредных канцерогенных веществ, которые наносят существенный вред здоровью людей и всей окружающей среде. Еще одним немаловажным фактором является затратность автомобилей, работающих на бензине. Наличие всех этих недостатков, привело к необходимости создания и совершенствования новых автомобилей, которые в первую очередь будут более безопасны для окружающей среды и менее затратными. Рассмотрим устройство электромобиля, который, возможно, в скором будущем придет на смену автомобилям. Электромобиль – это транспортное средство, которое приводит себя в движение не двигателем внутреннего сгорания, а электродвигателем. Зарядка происходит как от аккумуляторов,

так и от домашней сети. Более того, в электромобилях отсутствует коробка передач, вследствие присоединения вала непосредственно к колесам. Первые электромобили появились почти на 50 лет раньше, чем двухместный автомобиль, но они так и не стали использоваться.

Проведя анализ сравнения электромобилей с автомобилями с ДВС мы выявили ряд преимуществ авто с электродвигателем:

1) Высокая экологичность, вредные выхлопы при их эксплуатации полностью отсутствуют, потому что для передвижения они не используют горючие смеси.

2) Во много раз снижается взрывоопасность электромобилей.

3) Энергия, которая используется в электромобилях, многократно дешевле бензина.

4) Аккумуляторы таких транспортных средств могут заряжаться во время движения со склона и от солнечного света.

5) Надежность и длительность в эксплуатации. Имеют низкий уровень шума.

6) Простота сборки и конструкции обуславливает снижение расходов при его эксплуатации.

Недостатками являются:

1) Трудности производства емких и дешевых аккумуляторов. Для их создания используют драгоценные металлы. Такие аккумуляторы сегодня разряжаются достаточно быстро, а их переработка является проблемой, поскольку они содержат ядовитые вещества.

2) Низкий пробег между зарядами.

В России электроэнергия стоит в несколько раз дешевле, чем в других странах, вследствие этого электромобили на рынке должны вызывать больший интерес в целях экономии

Дело в том, что при нынешнем уровне развития науки, промышленности, технологий мире, электрокары создают проблем гораздо больше, чем решают так, если США полностью откажется от автомобилей с бензиновыми либо дизельными двигателями, вырабатываемого страной электричества просто не хватит для зарядки всех электромобилей. За ночь можно будет зарядить только 79% транспортных средств.

При этом 60% всей вырабатываемой энергии в мире приходится на «грязные сборки» ресурсы — уголь, нефть, газ. Чтобы увеличить объемы электроэнергии, приходится увеличить количество электростанций, а это значит, что локальное загрязнение возле объектов энергетики только повысится.

И еще нельзя забывать о том, что на утилизацию отслуживших свое аккумуляторов от электромобилей, в процессе так же будет тратиться бе-

шеное количество электроэнергии, а сами предприятия по их уничтожению априори будут очень «грязными» с экологической точки зрения. Грузовые автомобили на данный момент не могут отказаться от дизельных моторов — электрической тяги просто не хватит, чтобы привести авто в движение. Кроме того, нельзя забывать, что электрокары не только дороже традиционных транспортных средств, но и имеют меньший запас хода, и требуют специальной инфраструктуры для зарядки батарей — все эти факторы сильно влияют на выбор при покупке и эксплуатации авто. Ремонт электромобилей — это также совершенно новая отрасль. Убедить покупателей приобрести такое средство передвижения может быть достаточно сложно даже несмотря на государственную пропаганду и поддержку.

Выводы: Изучив международный опыт можно отметить, что готовы перейти на электричество заявляют не отягощенные собственными автопроизводствами Норвегия и Дания, где так же активно развивается альтернативная энергетика. Скандинавия и отдельные европейские страны, такие как Бельгия или Австрия, всегда были передовыми в области энергетических инноваций, поэтому перейти на электрические двигатели в этих государствах большого труда не составит. И для них первым этапом скорее всего станет отказ от тяжелого топлива, то есть от использования дизельных автомобилей.

Изучив опыт, мы можем сделать вывод, что в России, внедрение электромобилей в широкое пользование кажется маловероятным. Несмотря на стимулирующую государственную политику, спрос на электрокары практически нулевой. На данный момент большинство авто на электрической тяге не способно преодолеть за раз расстояние больше, чем в 300 километров — это является еще одной причиной их низкой популярности в нашей стране.

Подведя итог на основании проанализированного материала, мы считаем, что большой проблемой может стать и зарядка батарей — рентабельность ЭЭС в сравнении с АЭС гораздо ниже. Что касается оборудования, необходимого для строительства и эксплуатации электрических заправочных станций в разы дороже, чем для функционирования обычных заправок. Если учесть небольшой спрос на услуги ЭЭС, то можно сделать выводы, что такие проекты имеют достаточно долгий срок сомнительной окупаемости.

Так же, еще одной проблемой с которой может столкнуться программа по внедрению автомобилей в нашей стране — это практически полный монополизм на электроэнергию. Данный аспект может затормозить или более даже полностью остановить развитие электротранспорта в России.

Список литературы

1. Дэниэлс Д. Современные автомобильные технологии : учебник. М., 2003. 224 с.
2. Хегай Ю.А. Проблемы экологической обстановки на автомобильном транспорте в Российской Федерации // Теория и практика общественного развития. 2014. № 2. С. 386–388.
3. Электромобиль – будущее наступило [Электронный ресурс]. URL: <http://www.car-ales.ru/news/perspektivy-razvitiyaelektromobilej> (дата обращения: 07.12.2014).
4. Перспективы гибридного автомобиля [Электронный ресурс]. URL: <http://www.metallopt.ru/test/39229> (дата обращения: 07.12.2014).
5. Полищук Н.В. Экологическая логистика: электромобиль, мировой опыт и перспективы использования в России: Транспортное дело России. 2017. №2 С. 110-114.
6. Байканова А.О., Захаров Н.С. Экологические аспекты использования электромобилей. Транспортные и транспортно-технологические системы. 2018. С. 22-25

УДК 621.01:338

К ВЫБОРУ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

А.А. Романович¹, Л.А. Сиваченко²

¹ *Белгородский государственный технологический университет им. В.Г.Шухова*

² *Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», г. Могилев*

В статье приведены авторские оценки выбора основных направлений развития технологического машиностроения. Показано, что одним из них следует считать создание новых видов оборудования для проведения дезинтеграторных технологий. Предлагаются мобилизационные подходы для вывода машиностроения на новый технический уровень.

Ключевые слова: технологическое машиностроение, инновационное развитие, переработка материалов, перевооружение промышленности, дезинтеграторные технологии, национальная безопасность.

TO THE CHOICE OF THE MAIN AREAS OF DEVELOPMENT OF THE DOMESTIC TECHNOLOGICAL ENGINEERING

A.A. Romanovich¹, L.A. Sivachenko²

1. Belgorod State Technological University V.G. Shukhova

2. *Interstate educational institution of higher education "Belarusian-Russian University", Mogilev*

The article presents the author's assessments of the choice of the main directions for the development of technological engineering. It is shown that one of them should be considered the creation of new types of equipment for disintegrator technologies. Mobilization approaches are proposed for bringing mechanical engineering to a new technical level.

Key words: technological engineering, innovative development, material processing, industrial re-equipment, disintegrator technologies, national security.

Современное машиностроение – комплекс отраслей промышленности, изготавливающих орудие труда, а также предметы и продукцию для хозяйственных нужд человека и оборонного назначения. Машиностроение является базой промышленности любой страны и определяет ее технологический уровень в целом. Основная продукция машиностроения – это машины, которые осуществляют преобразование материалов на основе управления энергией и информацией. Несомненно, что в ближайшем будущем это направление будет обособленно и выделено в самостоятельную отрасль – технологическое машиностроение [1,2].

Собственно, в состав технологического машиностроения следует включить предприятия, которые производят машины, оборудование и их комплексы для строительных, горнорудных, химических, сельскохозяйственных, пищевых, металлургических, медицинских, биотехнологических и других производств, а также для переработки отходов и регенерации различных объектов и сред. Сейчас можно констатировать, что машиностроение вообще, а технологическое в частности в России и Беларуси находится на недопустимо низком уровне и его необходимо модернизировать и развивать ускоренными темпами [2,3]. Чтобы успешно решать задачи подобного уровня требуется соответствующая стратегия и комплекс организационных мероприятий.

Кратко рассмотрим расставленную проблему на основе анализа строительной и дорожной отраслей машиностроения [СДМ], как являющуюся наиболее капиталоемкой и широко реализующей свою продукцию. Известно, что мировой рынок этой отрасли составляет 750 млрд долларов США и активно растет [2] В рамках искомой темы статьи выделим те направления развития строительных и дорожных машин, в которых реально может быть совершен технический прорыв и выход на мировые лидерные позиции.

Отечественному машиностроению требуется структурная перестройка, которая неизбежно будет связана с освоением выпуска новых изделий. При этом необходимо создавать такое оборудование, которое, в первую очередь, обеспечит повышение эффективности собственных технологических комплексов [ТК] по производству цемента, извести, силикатных и керамических материалов, бетонных смесей и бетонных изделий и т.д.

Обоснованием таких подходов может служить энерготехнологическая концепция национальной безопасности (ЭТК). Суть ЭТК применительно к проблеме устойчивого развития заключается в системном анализе, организации, проектировании, производстве, функционировании и совершенствовании методов, средств и организационных решений по созданию новых материалов, технологий, оборудования, ТК и продукции жизнедеятельности человека на условиях минимального энерго- и ресурсопотребления, высокой конкурентоспособности и экологичности. Основная задача ЭТК – предложить новые механизмы модернизации отечественной промышленности, обеспечивающие её перевод на инновационный путь развития.

По предварительным оценкам, только неучтенный потенциал энергосбережения составляет по электроэнергии не менее 15-20% и 8-10% других видов энергоресурсов [1.4]. Рациональное совмещение работ по технологическому энерго- и ресурсосбережению с развитием машиностроения позволяет промышленному комплексу успешно решать задачи как повышения эффективности производства, так и расширения экспорта машин и оборудования, которые при этом будут созданы.

Если рассмотреть жизнедеятельность человека в сфере материального производства, то можно отметить, что он, синтезируя многие процессы, выполняет при этом главным образом три технологические функции:

- **диспергирование** (процессы дробления, помола, диспергирования, механоактивации, плавления, растворения, испарения и множество других);

- **гомогенизация** (процессы смесеобразования, усреднения, диспергирования, суспендирования, барботаж, обогащения и т.д.);

- **компактирование** (процессы формования, уплотнения, спекания, осаждения, напыления, прессования, гранулирования и т.д.).

В технологиях переработки материалов доминируют две основных группы процессов. Первая- механические процессы, к которым относятся измельчение, смешивание, транспортирование, классификация, уплотнение, резание металлов, копанье грунтов и т.д. Вторая – тепло-

вые процессы, которые включают в себя обжиг, сушку, нагрев, охлаждение, автоклавную обработку, плавку, термовлажностную обработку и т.д. Эти процессы в подавляющем большинстве осуществляются в составе единого технологического цикла, взаимодействуют между собой и дополняют друг друга. Примеры – производство цемента, извести, удобрений, твердого топлива, керамических изделий, металлов, переработка отходов, порошковая металлургия, нанотехнологии и др. Правильный выбор состава, технологического исполнения и технической реализации совокупности этих процессов и является предметом передовых производственных технологий (ППТ).

Межотраслевой анализ работы производственной сферы показывает, что самой массовой и энергоемкой технологической операцией механической переработки материалов является измельчение, которое осуществляется совместно с многими другими процессами, в т.ч. смешиванием, классификацией, транспортированием, уплотнением, сушкой и т.д. и характеризуется чрезвычайно высоким энергопотреблением. Наши оценки показывают, что измельчению в Беларуси подвергается в год по меньшей мере 120-130 млн. тонн различных материалов, на что требуется около 2 млрд кВт*ч электроэнергии и расходуется до 70 тысяч тонн мелющей гарнитуры. Для России эти значения составляют соответственно по расходу электроэнергии более 40 млрд кВт*ч, и расходу мелющих тел 2 млн. тонн.

Совершенствованию дезинтеграторных технологий, которые базируются на процессах измельчения, уделяется крайне мало внимания и выделяется средств на модернизацию. При достаточно развитом машиностроении мы значительную часть измельчительного оборудования вынуждены закупать. Важно понимать, что из простого орудия труда эти технологические аппараты имеют устойчивую тенденцию превращения в интеллектуальные системы, способные целенаправленно изменять структуру и состав перерабатываемых материалов. В этом случае вопросы энерго- и ресурсосбережения являются производной научного уровня технологической сферы и должны входить в состав приоритетных задач развития государства.

Если критически оценивать строительное и дорожное машиностроение с позиций энерготехнологической концепции устойчивого развития, то только часть производимой отраслью продукции отвечает искомым задачам, т.к. традиционные машины- бульдозеры, экскаваторы, краны и др. производят простые работы, в которых нет технологических резервов значительной экономии различных ресурсов. Кроме того, мировые производители такого оборудования жестко контролируют этот рынок и конкурировать с ними у нас нет серьезных перспектив.

Поэтому здесь важно иметь четкие инновационные ориентиры развития и одни из них так называемые передовые производственные технологии.

Применительно к СДМ для промышленности строительных материалов в качестве примера (ППТ) можно считать работы по созданию принципиально новых технологических комплексов, агрегатов, линий и заводов, к которым в частности можно отнести следующие:

1 Комплексы для производства малотоннажных материалов и изделий, например, модифицированных продуктов, специальных наполнителей и добавок, антикоррозийных составов, наноструктурных композиций и др.

2 Универсальные комплексы для первичной переработки влажных сырьевых материалов, например, мела или глины

3. Набор оборудования для полномасштабной массеподготовки при производстве цемента, силикатных материалов, керамических изделий, извести и ряда других материалов.

4. Многофункциональные энерго- эффективные агрегаты для помола сырьевых материалов и прошедших операции обжига продуктов.

5. Принципиально новые агрегаты для тепловой подготовки и обжига строительных материалов, прежде всего, цемента, извести и керамических изделий.

6. Технологические комплексы для производства листовых материалов, трубной продукции, волокон, пленок и др.;

7. Бетоносмесительные заводы нового поколения, включающих стадии механоактивации исходных компонентов в процессе смесеприготовления;

8. Заводы по производству теплоизоляционных материалов повышенной энерго-эффективности.

9. Универсальные транспортные системы.

Это далеко не полный перечень возможных направлений развития ППТ, но для их реализации требуются не только ресурсы, но и конкретные организационные действия. К сожалению, в странах ЕАЭС эти планы пока не входят в круг интересов правящих элит. Аналогичные примеры можно привести и для других отраслей промышленности: горнорудной, металлургической, химической, пищевой и др. С позицией приоритетов начала создания ППТ в промышленности строительных материалов, по нашему мнению, целесообразно остановиться, например, на комплексах для малотоннажных производств, на комплексах для первичной переработки влажных сырьевых материалов, на оборудовании для массоподготовки и агрегатах для тепловой обработки. Пе-

речисленное оборудование в полной мере перекрывает те основные технологические ниши производства стройматериалов, которые достаточно успешно могут быть заполнены в ближайшее время. В других приложениях ППТ многие задачи могут быть решены чисто конструкторскими решениями, а для транспортных систем целесообразно кооперироваться со смежниками и т. д. Особое внимание следует обратить на комплексы для помола и обжига материалов в крупнотоннажных производствах. Это базовые переделы крупнейших предприятий, но инновационный прорыв в их модернизации в ближайшие 10-15 лет вряд ли можно прогнозировать по известным причинам из-за высокой инерционности их развития.

Таким образом, можно сделать заключение о том, что технологическое машиностроение органически вписывается в концепцию создания передовых производственных технологий и индустриализации промышленности, а ее неизбежное формирование и выделение в самостоятельную отрасль может произойти в ближайшее десятилетие. Следствием из всего изложенного выше является необходимость ускоренного развития отечественных ППТ, прежде всего в базовых отраслях промышленности, что тактически и стратегически соответствует нашим национальным интересам.

Формирование отрасли технологического машиностроения может осуществляться только при определенных условиях, и одним из основополагающим из них, по нашему мнению, следует считать разработку принципиально нового технологического оборудования, охватывающего основную и наиболее важную часть процессов переработки сырья и материалов.

В наших странах есть опыт осуществления крупных инновационных проектов. Например, в России – это атомная промышленность, космос, освоение северных территорий, в Беларуси – Парк высоких технологий и т.д., которые показывают, что правильно выбранное направление с активной ролью государства и организованное на основе мобилизационного принципа концентрации необходимых ресурсов на этапе становления позволяет реализовать общенациональные проекты самого высокого уровня. Сегодня в глобальном плане следует вести речь о новой отрасли промышленности – технологическом машиностроении, которое, по прогнозам автора работы [9] будет доминировать в общевиллизационном развитии во второй половине XXI века.

Список литературы

1. Сиваченко Л. А. Технологическое машиностроения – инновационный резерв мировой экономики/Л. А. Сиваченко, Т. Л. Сиваченко // Могилев, Белорус. - Рос. ун-т. 2017. – 254 с.

2. Николаев. С. Н. Об интенсивном развитии технологического машиностроения на основе качества /С. Н. Николаев//Строительные и дорожные машины, №5, 2020. – С. 3-9.
3. Сиваченко Л.А. Технологический потенциал машиностроения /Л. А. Сиваченко//Строительные и дорожные машины, №4, 2018. – С. 3– 11.
4. Сиваченко Л.А. Энерготехнологическая концепция национальной безопасности /Л. А. Сиваченко// Вестник Белорус. - Рос. ун-т, Могилев, 2012. – № 2,- С. 78 – 88
5. Романович. А. А. Основы расчёта и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов /А.А. Романович, А.В. Колесников// Белгород, БГТУ,2011. -165с.
6. Сиваченко Л. А.технологическое машиностроение стратегический- резерв развития промышленности Беларуси /Л. А. Сиваченко // Вестник Белор.-Рос. ун-т, Могилев, 2012. – №3 – С. 126-130
7. Данилин. И. В. Новая промышленноэкономическая политика развитых стран: ждёт ли нас IV индустриальная революция? (И. В. Данилин // Год планеты. Ежегодник. Экономика. Политика. Безопасность. Москва. Идея- пресс, 2014.С.65 – 76
8. Ревнивцев В. И. Селективное разрушение минералов /В.К. Ревнивцев [и др.]. М.Неда,1988. -286с.
9. Шамрай Ф. А. О рисках, связанных с модернизацией России /Ф. А. Шамрай// Строительные и дорожные машины, №5, 2010. – С. 2 – 10.

УДК 621.926

БЕЗВОЛЬФРАМОВЫЕ ТВЕРДЫЕ СПЛАВЫ В ПРОЦЕССАХ РЕЗАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Сабиров Баходир Атабекович¹, Хожяев Ойбек Хужамбердиевич¹

1. Ургенчский государственный университет, г. Ургенч, республика Узбекистан

В настоящее время металлорежущие инструменты с нанодисперсными покрытиями являются основным видом инструмента, используемый для изготовления различных деталей в машиностроении. В данной работе приводится исследование инструмента из безвольфрамового твердого сплава с разработанными многослойно-композиционными нанодисперсными покрытиями при обработке стали 45.

Ключевые слова: безвольфрамовый твердый сплав, многослойно-композиционная нанодисперсная покрытия, кинетика изнашивания контактных площадок, рациональный характер изнашивания.

TUNGSTEN-FREE CARBIDES IN THE PROCESS OF CUTTING MATERIALS

Sabirov Bakhodir Atabekovich¹, Khozhaev Oybek Khuzhamberdievich¹

1. Urgench State University, Urgench, rep. Uzbekistan

Currently, metal-cutting tools with nanodispersed coatings are the main type of tool used for the manufacture of various parts in mechanical engineering. In this paper, a study of a tool made of a tungsten-free carbide with the developed multilayer composite nanodispersed coatings during the processing of steel 45 is presented.

Key words: tungsten-free carbide, multilayer-composite nanodispersed coatings, kinetics of contact pads wear, rational nature of wear

В настоящее время твердые сплавы являются основным инструментальным материалом, используемым для изготовления режущих инструментов. Однако использование таких дефицитных элементов как W, Ta, Co при производстве твердосплавных инструментов определяет высокую затратную технологию их использования. В этой связи расширение применения более дешевых безвольфрамовых твердых сплавов (БВТС) является важной научно-практической задачей современных металлообрабатывающих производств.

Режущие инструменты, оснащенные сменными твердосплавными пластинами (СМП) из БВТС нашли достаточно широкое применение в таких технологически развитых странах как Япония (до 30% инструмента), Швеция (до 12% инструмента), Южная Корея (до 15-18% инструмента), что свидетельствует о широких перспективах использования инструмента из БВТС взамен стандартных вольфрам содержащих твердых сплавов.

Следует отметить, что основным преимуществом БВТС является не только меньшая стоимость по сравнению со стандартными вольфрам содержащими твердыми сплавами, которые широко используют в металлообрабатывающих производствах, но и более высокая твердость, износостойкость, окислительная и коррозионная стойкость при повышенных температурах. Так, например, инструмент из БВТС марки МНТ-А2 (ISO P10) имеет стойкость до 2 раз выше стойкости инструмента из Т15К6 (ISO P10), а при изготовлении только одной тонны БВТС марки КНТ (TiCN-Ni,Mo) экономия вольфрама составляет более 2 тонн.

Благодаря меньшей склонности к адгезии БВТС рекомендуют к применению, главным образом для обработки углеродистых и легированных сталей. Например, при обработке стали 45 наиболее перспективными являются сплавы КНТ-16, КНТ-20, КНТ-30, а для обработки стали ШХ-15 сплав КНТ-16 [1]. Так, например, инструмент из БВТС марки МНТ-А2 (ISO P10) имеет стойкость до 2 раз выше стойкости инструмента из Т15К6 (ISO P10).

Ряд производителей твердосплавного инструмента при производстве некоторых марок БВТС в состав Ni,Mo - связи вводят небольшое количество W (WC) и Co для улучшения функциональных свойств сплава. Поэтому благодаря высокой твердости, химической и термической стойкости указанных карбидов, БВТС имеют более высокую износостойкость, в сравнении с износостойкостью стандартных вольфрам содержащих сплавов.

Так как инструмент, оснащенный СМП из БВТС, обладает достаточной высокой сопротивляемостью ударным нагрузкам, то, по сравнению с керамическими инструментами, имеет более широкую область применения, включая прерывистое резание. При высокоскоростной обработке сталей стойкость инструментов из БВТС может даже превосходить стойкость инструмента из вольфрам содержащих сплавов с износостойким покрытием.

Как видно из представленных данных (рис.1), инструменты из БВТС на основе TiCN превосходят по твердости вольфрам содержащие твердые сплавы и быстрорежущие стали (БРС) и по прочности – режущую керамику, сверхтвердые инструментальные материалы, на основе алмаза и кубического нитрида бора (CBN).

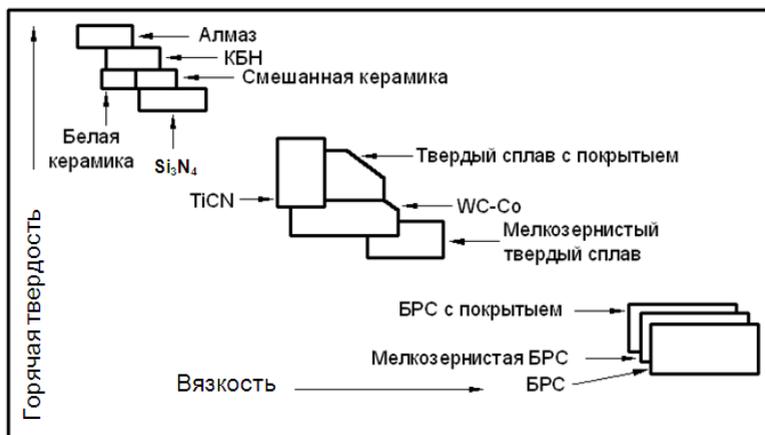


Рис. 1. Диаграмма соотношения горячей твердости и прочности инструментальных материалов

Марки БВТС на основе композиций TiCN-(Ni,Mo) и TiC-(Ni,Mo) нашли широкое применение в металлообрабатывающих производствах

таких технологически развитых стран как США, Япония, СССР, Швеция, Германия и др. Успех достаточно широкого применения инструмента, оснащенного СМП из БВТС определялся его превосходной износостойкостью, особенно при обработке железосодержащих и не содержащих железо металлов в широком диапазоне изменения скоростей резания.

В настоящее время производится два основных типа БВТС – на основе карбидов титана и на основе карбонитридов титана с Ni-Mo связкой.

БВТС на основе TiC имеют высокую горячую твердость благодаря TiC. При повышенных температурах резания твердость TiC сравнима с твердостью других карбидов, нитридов или оксидов, используемых при производстве инструментальных материалов. Повышенная твердость увеличивает износостойкость инструмента из БВТС по передней поверхности.

Инструмент из БВТС имея высокую прочность (сопротивляемость) при изгибе способствует повышению сопротивляемости БВТС различного рода отслоениям, вырывам, сколам или хрупкому разрушению поверхности. Следует отметить, что, несмотря на достаточно большое количество публикаций, механизмы и причины отказа инструмента из БВТС до настоящего времени изучены недостаточно.

Группа БВТС на основе Ti(C, N) нашла широкое применение после систематических исследований, проведенных Киффером в 1968-1970. К настоящему времени разработано несколько марок БВТС [6,7]. В таблице 1 показана ретроспектива совершенствования БВТС на основе Ti(C, N).

БВТС на основе TiCN в сравнении с БВТС на основе TiC обладают более высокой горячей твердостью (табл. 2), повышенной сопротивляемостью изгибу и высокотемпературному окислению, имеют высокую теплопроводность [6].

Таблица 1

Ретроспектива совершенствования БВТС на основе Ti(C, N) [6]

Год создания	Твердая фаза	Связующая фаза
1991	(Ti, Ta, Nb, V, Mo, W, и т.д.)CN	Ni-Cr
1988	(Ti, Ta, Nb, V, Mo, W)CN	Ni-Co
1988	(Ti, Ta, Nb, V, W)CN	(Ni, Co)-Ti ₂ AlN
1980-1983	(Ti, Mo, W)CN	Ni-Mo-Al
1974	(Ti, Mo)CN	Ni-Mo
1970	TiCN	Ni-Mo
1931	TiCN	Ni(Co, Fe)

Таблица 2

Сравнения свойств в повышенных температурах БВТС на основе TiCN и TiC [7, 18]

Вид БВТС	1000 °С, Микро-твердость, кг/мм ²	900 °С, Прочность на изгиб, МПа	1000 °С, Прирост веса, мг/см ² час	1000 °С, Теплопроводность, Вт/м°С
На основе TiC ¹	500	1050	11,8	24,7
На основе TiCN ²	600	1360	1,6	42,3

¹ TiC-16,5Ni-9Mo; ² TiC-20TiN-15WC-10TaC-5,5Ni-11Co-9Mo

В таблице 3 приведены физико-механические свойства некоторых марок БВТС зарубежного производства.

В последнее время для повышения эксплуатационных свойств БВТС на их поверхность наносятся многослойно-композиционные нанодисперсные покрытия (МКНП). В процессе наших исследований изучалась кинетика изнашивания контактных площадок инструмента из КНТ-16 с разработанными многослойно-композиционными нанодисперсными покрытиями при обработке стали 45, представленная на рисунке 2.

Таблица 3

Физико-механические свойства и применения БВТС производимых в зарубежных странах

Сплав	$\sigma_{и}$, МПа, не менее	ρ , кг/м ³	HRA, не менее	Применение
TaeguTec (Южная Корея)				
CT3000	1450	6800	93,0	P05-P15, M05-M15, K05-K15, N05-N20, H05-H20
CT5000	1585	7000	92,7	P10-P30, M15-M30, K10-K20, N10-N25, H10-H25
Tungaloy (Япония)				
Без покрытия				
NS520	1700	6600	92,1	P, K
NS530	2000	7200	91,7	P, M
NS540	2000	7000	92	P, M
NS730	2200	6800	92	P, M, K
NS740	2200	6800	91,7	P, M

Окончание табл. 3

N308	1700	6900	91,8	Р, М
С покрытием				
AT520	1700	6600	92,1	Р
AT530	2000	7200	91,7	Р
GT520	1700	6600	92,1	Р, К
GT530	2000	7200	91,7	Р, М
GT730	2200	6800	92	Р, М
North Tool Company-Zhuzhou Carbide Factory (Китай)				
YN01	930		93,3 HRA	P01
YN05	900		93,0 HRA	P01-P05

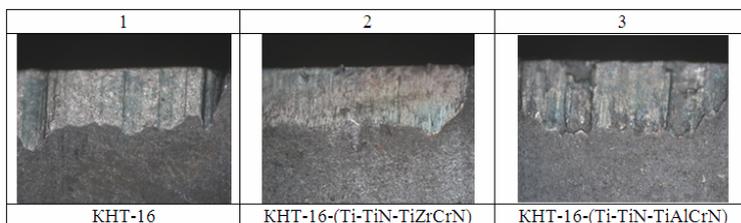


Рис. 2. Кинетика изнашивания контактных площадок инструмента из КНТ-16 с разработанными МКНП при обработке стали 45

Установлено, что очаги изнашивания задней поверхности инструмента имеют сглаженный характер. В частности, зоны «сглаженных»

зерен соседствуют с зонами «вырыва», которые локализируются вблизи режущей кромки (см. рис. 2), а также в области застойных зон.

Установлено, что инструмент из БВТС хуже сопротивляется «вырыву» зёрен, чем их изнашиванию, а «провал» прочности связки в БВТС при изменении температуры может являться одной из причин перехода рационального (сбалансированного) характера изнашивания кромок инструмента из БВТС к нерациональному (интенсивному) изнашиванию.

Отмеченные выше эффекты существенно нивелируются при использовании инструмента из БВТС с разработанными многослойно-композиционными нанодисперсными покрытиями [8], что подтверждено исследованиями их режущих свойств.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный обзор позволяет сделать следующее заключение.

Безвольфрамовые твердые сплавы являются более дешевым инструментальным материалом в сравнении со стандартный вольфрам содержащими твердыми сплавами и практически не уступают им по физико-механическим и теплофизическим свойствам, а в некоторых случаях и превосходят их.

Рекомендуемые области применения инструмента из БВТС относятся к высокоскоростной обработке сталей (области применения P10-P20) в том числе фрезерованию, обработке стали в закаленном виде (H05-H25), обработке сплавов цветных металлов (N05-N20) а в некоторых случаях и чистовой высокоскоростной обработке чугунов (K05-K30).

Механизмы изнашивания и отказов инструмента из БВТС улучшенного состава и свойств (например, с функциональными покрытиями) изучены недостаточно, что открывает широкие перспективы исследований таких механизмов в целях дальнейшего расширения областей использования относительно недорогих и высокопроизводительных режущих инструментов из БВТС.

Список литературы

1. K.J.A. Brookes, Update on cermets, ceramics and superhards, *Metalworking Production* 8 (1989) 63-74.
2. The Time is Right for Cermets. *March 1996/Volume 48/Number 2. Authors: Ronald Biagiotti is executive vice president, Advanced Alloys and Machinery Division, Marketing and Technical Services, and Robert Macek is manager of Technical Services for Mitsubishi Materials USA Corp., Garden Grove, CA.*
3. I. Hussainova, Effect of microstructure on the erosive wear of titanium carbide-based cermets, *Wear* 255 (2003) 121-128.
4. R. Stricker, Das potential der cermets, *Technische Rundschau* 85 (1993) 13.

5. В. Р. Ettmayer, Н. Kolaska, W. Lengauer, Metallurgy and Properties, International Journal Refractory Metals and Hard Materials 13 (1995) 343-351.
6. *Materials Science and Engineering, A163* (1993) 141-148. Titanium carbonitride-based cermets: processes and properties. Shanyong Zhang. *School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University, Singapore 2263 (Singapore)*.
7. Fried Krapp AG, French Patent 715148, 1931.
8. Отакулов О.Х., Герасимов М.Д. Стратегическое направление исследований современного университета для нужд промышленного производства. Материалы международной конференции «Актуальные проблемы внедрения инновационной техники и технологий на предприятиях по производству строительных материалов, химической промышленности и в смежных отраслях». Фергана, 2019, 24-25 мая, 517 с., С. 8-11.

УДК.621.01;66.2

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕЗКИ НЕПРЕРЫВНОГО БРУСА

Сабиров Б.А.¹, Рузиев И.С.¹, Самандаров Г.И.¹

1. Ургенчский государственный университет, г. Ургенч. Узбекистан.

Одной из основных задач при разработке резательных автоматов непрерывного действия, является обеспечение синхронной скорости перемещения режущих элементов, со скоростью перемещения разрезаемого материала. Для правильного проектирования таких резательных автоматов, требуется выполнить расчет ряда их конструктивных параметров.

В статье приведен расчёт конструктивных параметров роторного устройства с плоскими ножами.

Ключевые слова: режущий элемент, рычаг, высота ножа, копир, угол поворота ротора, коэффициент перекрытия, высота бруса, момент резки.

CALCULATION OF DESIGN PARAMETERS OF A DEVICE FOR CUTTING A CONTINUOUS BAR

Sabirov B.S.¹, Ruziev I.S.¹, Samandarov G.I.¹

1. Urgench State University, Urgench, Uzbekistan.

One of the main tasks in the development of continuous cutting automatic machines is to provide a synchronous speed of movement of cutting elements, with the speed of movement of the cut material. For the correct design of such cutting machines, a number of design parameters are required to be calculated.

The article provides a calculation of the design parameters of a rotary device with flat knives

где m – коэффициент перекрытия, равный числу одновременно работающих режущих элементов.

Для облегчения условий врезания очередного ножа должно соблюдаться условие $m > 1$. Так как

$$L = k r \alpha_0 \quad (3)$$

Известно,

$$\alpha_H = \frac{\pi}{2} - \frac{A}{L} \alpha_0 = \frac{\pi}{2} - m \alpha_0 \quad (5)$$

Общее число ножей ротора определяется по формуле

$$n = \frac{2\pi}{\alpha_0} \quad (6)$$

поэтому

$$\alpha_H = \frac{\pi}{2} - \frac{2\pi m}{n} \quad (7)$$

Для того чтобы обеспечивалось силовое замыкание рычага с копиром и начальное условие $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ исходя из рис.1. необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$r \sin \alpha_0 \leq L \quad (8)$$

Тогда радиус ротора должен выбираться из следующего условия

$$r \leq \frac{L}{\sin \alpha_0} \quad (9)$$

Для начального момента резки можно записать

$$r \sin \alpha_H + l \sin \varphi_H = r + l - H \quad (10)$$

$$l \sin \varphi_H = l + r - H - r \sin \alpha_H$$

где H - высота бруса; α_H -угол между горизонталью и рычагом в момент начала резки.

Откуда

$$\sin \varphi_H = 1 - \frac{H - r(1 - \sin \alpha_H)}{l} \quad (11)$$

Поскольку должно соблюдаться условие

$$\sin \alpha_H \leq 1 \quad (12)$$

то получим

$$H - r(1 - \sin \alpha_H) \geq 0 \quad (13)$$

В таком случае для обеспечения заданных условий работы устройства, угол α_H поворота ротора в момент начала резки должен удовлетворять следующему условию

$$\sin \alpha_n \leq 1 - \frac{H}{r} \quad (14)$$

Для начального момента резки также можно записать следующие равенства, вытекающие из

$$\begin{cases} x = r \cos \alpha + l \cos \varphi \\ y = r \sin \alpha + l \sin \varphi \end{cases}$$

и имеющие вид

$$\begin{cases} r \sin \alpha_H + l \sin \varphi_H = r + f \\ r \cos \alpha_H + l \cos \varphi_H = mL \end{cases} \quad (15)$$

где f – расстояние от оси рычага до верхней кромки бруса.

Преобразовав эти уравнения, получим

$$\begin{cases} l \sin \varphi_H = r(1 - \sin \alpha_H) + f \\ l \cos \varphi_H = mL - r \cos \alpha_H \end{cases} \quad (16)$$

Возводя в квадрат обе части уравнений и складывая почленно получим уравнение для определения длины рычага l

$$l = \sqrt{[r(1 - \sin \alpha_H) + f]^2 + (mL - r \cos \alpha_H)^2} \quad (17)$$

Коэффициент перекрытия определяется после выбора угла α_H по неравенству (14) из следующего уравнения

$$m = \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{\alpha_0} \quad (18)$$

Путь, совершаемый мыльным брусом за один оборот ротора, составит

$$B = k r 2\pi \quad (19)$$

Длина b ведущего плеча рычага, определяет габариты копира и выбирается из конструктивных соображений.

Определив основные конструктивные параметры, можно произвести проектирование автомата резки.

Список литературы

1. Сабиров Б.А., Рузиев И.С. Кинематика резательного автомата ротационного

- типа // Проблемы механики. - Ташкент, 2002. - №3. - С. 37-40.
2. Сабиров Б.А., Рузиев И.С. Патент РУз №02377. Устройство для резки непрерывного пластичного бруса. Патентное ведомство Республики Узбекистан. – 2003.
3. Пронин О.Я., Михельсон Л.К. Основные принципы конструирования и модернизации автоматов для маркировки и резки мыла // Маслобойная промышленность. – М.: 1965. - №3. - С. 36-39.
4. Журавлев А.М. Гозенпут Л. Д. Оборудование жироперерабатывающих предприятий. М: Пищевая промышленность, 1997. - 328с.

УДК 621.691:669

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЦЕПНОГО АГРЕГАТА В ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ИЗВЕСТИ

Сиваченко Л.А.¹, Потапов В.А.²

1. Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», г. Могилев
2. Учреждение образования «Барановичский государственный университет», г. Барановичи

В статье описана возможность применения цепного агрегата в технологии производства извести сухим способом. В представленном примере набора оборудования и технологического процесса дана краткая экономическая оценка совмещения двух операций (измельчения и сушка) на примере ОАО «Белорусский цементный завод».

Ключевые слова: цепной агрегат, измельчение, сушка, известь, мел, теплообмен, отходящие газы.

USE OF A CHAIN UNIT IN LIME PRODUCTION TECHNOLOGY

Sivachenko L.A.¹, Potapov V.A.²

1. Inter-State Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University"
2. Educational institution "Baranovichi State University", Baranovichi

The article describes the possibility of using a chain unit in dry lime production technology. In the presented example of a set of equipment and a technological process, a brief economic assessment of the combination of two operations (shredding and drying) is given on the example of JSC "Belarusian Cement Plant".

Keywords: chain unit, shredding, drying, lime, chalk, heat exchange, waste gases.

Существует три способа производства извести: мокрый, сухой и комбинированный. Выбор способа зависит от физико-механических свойств сырья (влажности, прочности, твердости и др.) и его химического состава. Каждый из способов обладает рядом преимуществ и недостатков.

Переработка мела карьерной влажности при производстве извести сухим способом является сложной задачей и может быть достигнута путем внедрения нового оборудования, которое позволит достаточно быстро и эффективно снижать влажность мела в технологическом процессе и при этом улучшать технико-экономические показатели производственного комплекса.

Производство извести с использованием мела карьерной влажности связано с огромным потреблением энергии, прежде всего на обжиг, доходящим до 290 и более килограмм условного топлива (кг. у. т) на 1 тонну готового продукта. Поступающий на обжиг карьерный мел имеет влажность в среднем порядка 25 % и его сушка требует 70...80 кг. у. т из расчета необходимости 3 кг. у. т на испарение 1 % влаги [1], что характеризует этот процесс как крайне неэффективный и объясняется сложностью вывода жидкой фазы из капиллярно-пористой структуры крупнокускового мела [2; 3].

Имеющийся потенциал экономии топлива при сушке мела может быть реализован на основе использования тепла отходящих газов из вращающейся печи, имеющих температуру 150...170 °С. Для увеличения поверхности теплообмена и влагоудаления в данном случае из известного оборудования наилучшим образом подходит цепной агрегат, имеющий развитую рабочую поверхность, высокую степень измельчения сырьевых карьерных материалов и хорошо вписываемый в технологические цепи действующих производств. Компоновочная схема набора оборудования для измельчения и сушки мела при производстве извести приведена на рисунке 1.

Технологический процесс измельчения и сушки на основе такого набора оборудования происходит следующим образом. После розжига и запуска печи 1 последовательно включают в работу цепной агрегат 3, производящий измельчение материала и ленточный конвейер 5, обеспечивающий равномерное питание агрегата крупнокусковым влажным мелом. Приводимые в интенсивные колебательные перемещения волновые цепные завесы цепного агрегата 3 своими рабочими элементами разрушают куски мела, создавая своеобразный кипящий слой через который с помощью дымососа 9 просасываются отходящие газы. Измельченные до определенной крупности куски мела просыпаются между

звеньями цепных завес и через пыльную камеру 2 ссыпаются во вращающуюся печь 1. В процессе прохождения отходящих газов через пыльную камеру 2 и рабочие зоны цепного агрегата 3, где частицы измельченного мела, достаточно равномерно распределенные внутри них, и имея максимально развитую поверхность, отдают значительную часть влаги, которая в виде паро-пыле-газовой смеси с помощью дымососа 9 удаляется из рабочей зоны. Пылеватые частицы осаждаются с помощью электрофильтра 8, а очищенный газовый состав выбрасывается в атмосферу через трубу 10.

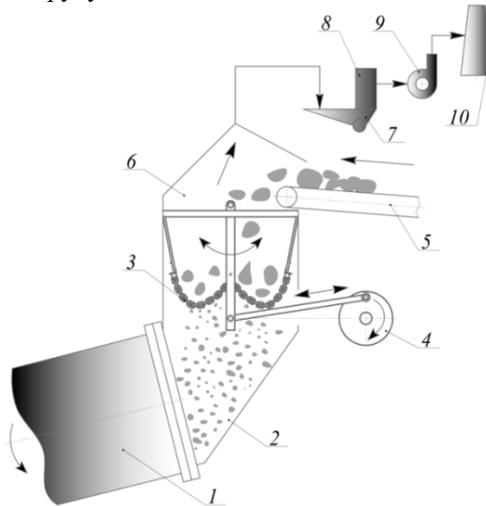


Рис. 1. Набор оборудования для измельчения и сушки мела в технологии производства извести. 1 — вращающаяся печь; 2 — пыльная камера; 3 — цепной агрегат; 4 — привод цепного агрегата; 5 — ленточный конвейер; 6 — газоход; 7 — пылесборник; 8 — электрофильтр; 9 — дымосос; 10 — труба

Оценка реальных возможностей разработанного способа массоподготовки показывает, что при достижении снижения влаги на 7...8 % т. е. с 25 % до 17...18 %, при объемах переработки 250 тыс. тонн в год, соответствующих производству 120 тыс. тонн извести, и среднестатистическом расходе удельного топлива в количестве 3 кг. у. т на испарение 1 % влаги из тонны сырья его экономия составит 5250...6000 тонн условного топлива. Такая величина экономии соответствует комплексу по производству извести ОАО «Белорусский цементный завод» (г. Климовичи, Могилевской области).

Энергопотребление на работу цепного агрегата составляет в среднем 1,0-1,5 кВт · ч на 1 тонну сырьевого материала. При этом крупность

питания может составлять 250...400 мм и более, что исключает предварительное дробление сырья и позволяет удалять посторонние включения. Цепное рабочее оборудование может работать под завалом, на элементах конструкции отсутствует налипание влажных материалов вследствие большой степени свободы цепных элементов, а измельченный продукт характеризуется развитой поверхностью, что особенно важно для последующей его обработке во вращающийся печи [4].

Особо следует отметить, что использование цепных агрегатов для комплексного проведения процессов измельчения и сушки сырьевых материалов на цементных, известковых и керамических заводах сухого способа производства извести позволяет экономить не менее 20...25 кг. у. т при переработке 1 тонны влажных мелов.

Список литературы

1. Юревич, Т.К. Внедрение энергоэффективной технологии сушки сырья и материалов перерабатывающей промышленности, машиностроении, строительстве / Т.К. Юревич // Энергоэффективность. — 2010. — №6. — С.12–14
2. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко [и др.]. — Минск: Изд. центр БГУ, 2008. — 375 с.
3. Унаспеков, Б. А. Пути комплексного перевооружения промышленности и повышение их технологической и энергетической эффективности / Б. А. Унаспеков, Л. А. Сиваченко, Г. М. Абдукаликова // Вестник Евразийского национального университета им. Л. Н. Гумилева. — 2017. — Ч. 2. — №4. — С. 243–248.
4. Сиваченко, Л. А. К разработке базовой конструкции цепного технологического агрегата / Л. А. Сиваченко, А. Н. Хустенко, В. А. Потапов // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: межвуз. сб. ст. — Белгород: БГТУ им. В. Г. Шухова, 2018. — С. 328-333.

УДК 621.926

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПРУЖИННЫХ МЕЛЬНИЦ

Сиваченко Л.А.¹, Дыдышко И.М.²

1. Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», г. Могилев
2. Учреждение образования «Барановичский государственный университет», г. Барановичи

В статье приведены результаты экспериментальных исследований технологических возможностей пружинных мельниц. Показана эффективность пружинной мельницы для тонкого и сверхтонкого помола различных материалов. Выявленные новые направления использования этого класса оборудования.

Ключевые слова: пружинная мельница, измельчение, мелющие тела, рабочий орган, диспергирование, микрогранулирование, механизм разрушения.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF TECHNOLOGICAL CAPABILITIES OF SPRING MILLS

Sivachenko L.A.¹, Dydyshko I. M.²

1. Inter-State Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University"

2. Educational institution "Baranovich State University", Baranovich

The article presents the results of experimental studies of technological capabilities of spring mills. The efficiency of a spring mill for fine and ultrafine grinding of various materials is shown. Identified new directions for using this class of equipment.

Keywords: spring mill, grinding, grinding bodies, working body, dispersion, microgranulation, destruction mechanism.

Разработка новых материалов с заданным комплексом свойств осуществляется переводом материала в ультрадисперсное состояние, в котором его характерные геометрические размеры оказываются соизмеримы с тем или иным масштабом физического явления, например, поверхностной энергией [1]. Сегодня, это называется нанотехнологиями и является приоритетным направлением в науке.

Одним из основных методов получения сверхтонких и наноразмерных композиций является измельчение, осуществляемое преимущественно механическими методами. Главным условием при этом подходе является минимизация размеров мелющих тел. Это положение хорошо известно специалистам [2] и находит самое широкое применение в технике измельчения. Его физическая суть заключается в создании максимальных напряжений в структуре измельчаемого материала. Этот метод успешно реализуется, например, в бисерных и коллоидных мельницах. В настоящее время это одно из основных направлений повышения эффективности тонкого и особенно сверхтонкого помола.

Сравнение различных методов получения ультрадисперсных частиц и наноконпозиций показывает, что для целей производства целого ряда эффективных материалов наиболее приемлемы механические [3]. При этом следует понимать необходимость совмещения этих технологий с другими операциями переработки дисперсных сред, являющихся основой структуры искусственных конгломератов.

При механическом измельчении существует устойчивая зависимость тонины помола от размеров мелющих тел и энергонапряженности рабочего процесса [2; 4]. Это четко реализуется на примерах бисерных мельниц, развитие которых идет по пути уменьшения размеров мелющих тел (шаров), диаметр которых в ряде случаев достигает 50 и даже 20 мкм [5]. Получение столь малых мелющих тел сама по себе очень сложная и дорогостоящая технология и следовать по этому направлению, т. е. создавать собственные установки на подобном принципе действия — значит обрести себя на постоянное отставание.

При проведении процессов ультрадисперсной переработки (помола, диспергирования или микрогранулирования) дисперсных сред необходимо постоянно блокировать силы поверхностного взаимодействия между частицами, которые прогрессивно возрастают по мере уменьшения их размеров и в какой-то момент, при достижении критической крупности, процесс разрушения частиц прекращается при любой продолжительности и интенсивности осуществляемых внешними воздействиями. Получения более мелких частиц можно различными способами: уменьшением размера мелющих тел, оптимизацией характера механизмов единичных актов разрушения, увеличением энергонапряженности процесса, использованием ПАВ, обработкой в жидких средах, применением охлаждающих веществ и т. д.

Особого внимания заслуживает использование механизма дополнительного воздействия на мелкие мелющие тела сжимающими силами, создаваемыми витками пружинного рабочего органа. Его задачей является создание максимально возможных контактных напряжений в рабочих зонах. Это возможно на основе идеи перевода измельчения с метода свободного движения мелющих тел к методу их принудительного адаптивного защемления.

Осуществить подобную задачу можно на примере пружинной мельницы с мелющей загрузкой в виде мелких шариков диаметром 0,05...0,5 мм. В отличие от традиционных механизмов измельчения между витками на этих мелющих телах реализуются повышенные контактные напряжения, чем обеспечивается сверхтонкий помол. Техническое решение этого метода иллюстрируется рисунками 1, 2, на которых соответственно приведены кинематическая схема и общий вид пружинной мельницы [6; 7].

Пружинная мельница содержит электродвигатель 1, муфту 2, рабочую камеру 3 в которой на опорных валах 4 посредством узлов крепления 5 смонтирован дугообразно изогнутый пружинный рабочий орган 6, а для загрузки и выгрузки материала предусмотрены патрубки 7, 8.

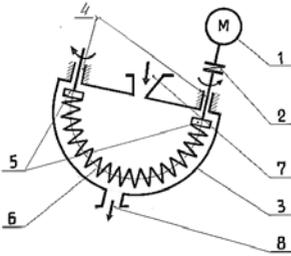


Рис. 1. Кинематическая схема пружинной мельницы



Рис. 2. Общий вид пружинной мельницы

Работа мельницы производится при заполненной камере 3 исходным материалом, который также содержит от 10 до 50 % по загрузке мелющих тел. При включенном двигателе 1 рабочий орган 6 приводится во вращение и производит разрушение материала как между собственно витками пружины, так и с заклиниванием между ними мелющих шариков. Мелющие тела могут отделяться от обработанного продукта как посредством сетки, помещаемой в выгрузочный патрубок 8, так и на отдельном посту после выгрузки из аппарата всей находящейся в нем загрузки. Мельница в режиме нанопомола предназначена для работы преимущественно по мокрому способу.

Интенсивность измельчения материала в пружинных мельницах мелкими мелющими телами потенциально значительно выше, чем в традиционных мельницах, т. к. в межвитковых зонах можно обеспечить предельно допустимые по условиям, прежде всего, прочности по контактным напряжениям измельчающих элементов — витков пружины рабочего органа и мелющих тел.

К достоинствам предлагаемой конструкции мельницы [7] можно отнести ее простоту. При этом присутствие в обрабатываемой среде мелких шариков позволяет отказаться от закрепления пружинного рабочего органа своим свободным кольцом на оси опоры. Шарик будет выполнять роль своеобразных тел качения и дополнительно улучшат условия работы пружины, которая не будет испытывать сопротивление на трение в опоре, которое будет переведено в работу измельчения.

Потенциал сверхтонкого помола материалов в пружинной мельнице без мелких мелющих тел можно продемонстрировать на примере размола дисульфида молибдена, являющегося одним из наиболее трудно диспергируемых продуктов, показывает возможность обработки не только твердых и хрупких материалов, но и обладающих высокой способностью диспергирования.

Гранулометрические составы в дифференциальной форме исходного дисульфида молибдена и обработанного в течение 2 и 4 часов приведены на рисунке 3.

Полученные результаты показывают реальную возможность получения в измельченном материале большого количества наночастиц. Отметим, что работ по нанопомолу в аппаратах с пружинными рабочими органами не проводилось.

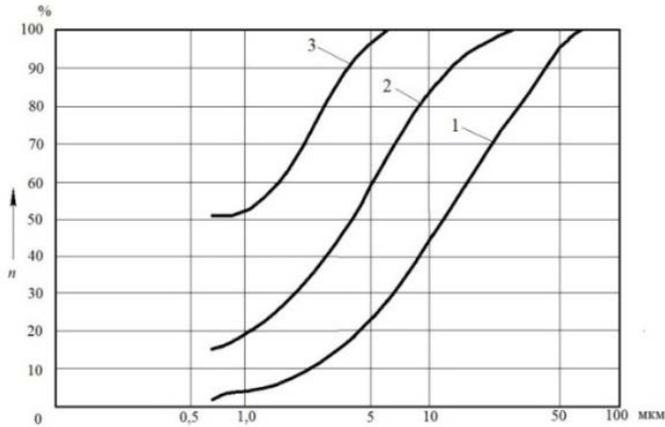


Рис. 3. Интегральные кривые дисперсного анализа дисульфида молибдена. 1 — до обработки; 2 — после 2 часов диспергирования; 3 — после 4 часов диспергирования

Введение в помольную камеру пружинной мельницы мелких мелющих тел создает дополнительные механизмы повышения напряжений в частицах измельчаемого материала и, тем самым, позволяет повысить дисперсность готового продукта, в том числе перевести его в разряд нанопродукта. Концепция такого подхода изложена в работах [7; 8].

Создание нового эффективного оборудования для комплексной переработки материалов, находящихся в ультрадисперсном состоянии, необходимо для производства продуктов с дополнительными потребительскими свойствами или специального назначения. Область применения аппаратов подобного назначения не только огромна, но и постоянно расширяется, охватывая практически все сферы деятельности человека, начиная от бытовой техники и заканчивая космическими технологиями. Определенную нишу в такой технологической эволюции смогут занять и представленные в данной статье разработки и возможные варианты их развития.

Результаты сухого измельчения кварцевого песка Раменского месторождения приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты измельчения кварцевого песка

Класс крупности, мм	Массовая доля частиц, %	
	Исходный песок	Время помола 2 мин
+0,3	9,1	–
–0,3...+0,2	47,1	–
–0,2...+0,16	20,5	0,1
–0,16...+0,1	15,2	0,2
–0,1...+0,076	2,0	0,9
–0,076...+0,045	2,5	9,4
–0,045	2,6	89,4

Эти результаты также подтверждают высокую диспергирующую способность мельниц с упругодеформируемыми рабочими органами.

Очень высока интенсивность размла слюды в пружинной мельнице. Результаты экспериментов представлены на рисунке 4.

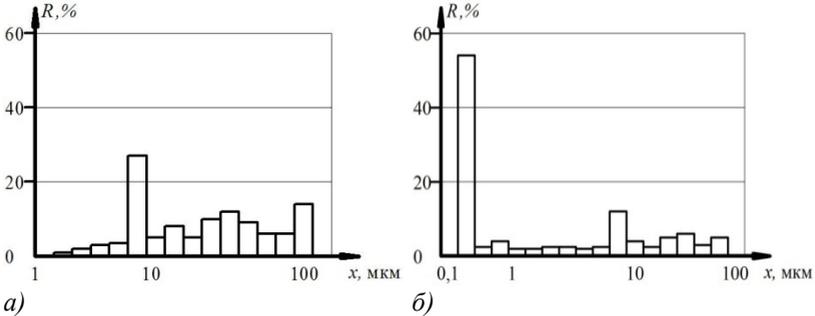


Рис. 4. Результаты дисперсного анализа слюды. а — до обработки; б — после обработки

Анализ полученных на лазерном гранулометре результатов показывает, что после 10 минут обработки выход мелких классов (менее 1 мкм) прекращается. Это следует, по-видимому, объяснять уже недостаточной энергонапряженностью процесса, которая не превышает 0,3...0,4 кВт / дм³. Между тем, удельная поверхность продолжает нарастать по мелким классам на 10...15 %. Это свидетельствует о том, что происходит накопление дефектов (трещин, сдвигов решеток по плоскостям спайности и др.). При более длительном помоле должно произойти образование более мелкой фракции, однако часть ее может образовывать прочные агрегаты.

Исследование потенциальных возможностей пружинных аппаратов для сверхтонкого помола и получение нанодисперсных композиций планируется в области дальнейшего развития.

Анализируя результаты выполненных ранее исследований [7; 9; 10] можно сделать вывод, что пружинные аппараты являются эффективным видом оборудования для помола и смешивания. При этом установлена область их рационального использования при переработке минеральных веществ с твердостью до 4...5 единиц по шкале Мооса как по сухому, так и по мокрому способу, причем последний является наиболее предпочтительным. Подробно это изложено в работах [11; 12]. Вместе с тем, по нашему мнению, пружинные аппараты обладают комплексом неисследованных потенциальных возможностей. К числу их можно отнести:

1) возможность многократного увеличения энергонапряженности как за счет концентрации числа рабочих органов, так и за счет увеличения силовых характеристик единичных рабочих зон, в том числе путем внешних силовых нагружений;

2) создание оптимальной циркуляции материала загрузки при ее радиально-центробежном движении, в рабочей камере под действием пружинных рабочих органов;

3) способность формирования амплитудно-частотных характеристик рабочих органов, требуемых параметров, в том числе управляемого резонанса;

4) совмещение рабочих процессов в пружинных аппаратах с другими операциями — транспортированием, гранулированием, растворением, механоактивацией, классификацией и т. д.;

5) варьирование характером единичных актов воздействия на обрабатываемую среду, в частности путем последовательного чередования различных механизмов нагружения: сжатие — сдвиг, сжатие — истирание, сжатие — удар и т. д.;

6) достижение предельно возможных для механического способа измельчения размеров частиц готового продукта, включая получение стабильных нанодисперсных композиций;

7) получение максимально однородных смесевых составов, в том числе на основе ультрадисперсных компонентов;

8) проведение процессов селективной обработки горнорудных материалов, химических веществ специального назначения, рациональной переработки сырьевых масс и т. д.;

9) встраивание пружинных аппаратов в действующие линии, включая совмещение их с насосными установками, турбинными мешалками, высокоскоростными классификаторами и др.;

10) проектирование технологически эффективных установок специального назначения, например, для криоизмельчения вязкопластичных материалов, механического легирования компонентов для порошковой металлургии или проведения различных твердофазных реакций.

Можно ожидать, что реализация этих далеко не полных положительных качеств пружинных аппаратов позволит создать установки производительностью до 100 т / час и обрабатывать материалы твердостью до 7...8 единиц по шкале Мооса, а также обеспечить тонкий и сверхтонкий помол при достаточно высокой производительности. Будет расширена конструктивная база аппаратов и предложены новые машины, совмещающие несколько функций в одном агрегате. Аппараты производительностью до 5...10 т / час будут выполняться на базе промышленных насосов. Заслуживает внимания модульный принцип конструирования, который на базе унифицированных агрегатов обеспечит проектирование оборудования различной производительности и технологической применимости.

Сформируем основные области применения и перспективы использования пружинных аппаратов. В силу своей универсальности и конструктивного многообразия рассматриваемое оборудование может быть использовано практически во всех отраслях народного хозяйства для комплексной переработки дисперсных материалов. Область их рационального использования охватывает материалы исходной крупности менее 5...8 мм, прочностью на сжатие до 200...250 МПа, твердостью до 7 единиц по шкале Мооса, средней абразивности. Такие материалы можно обрабатывать как по сухому, так и по мокрому способу, кроме диапазона критической влажности, вызывающей образование пробок в рабочих пространствах. Следует при этом оговориться, что для случая принудительной подачи материала в рабочие зоны это ограничение снимается. Производительность пружинных аппаратов определяется в первую очередь размерами и количеством установленных в них рабочих органов. На этом основании производительность для одного рабочего органа составляет не более 2 тонн в час для сухой обработки и не более 10 тонн в час для мокрой. Дополнительная установка рабочих органов позволяет довести производительность оборудования до 50 и более тонн в час.

Список литературы

1. Бабенко, С. А. Порошки: получение, свойства, анализ / С. А. Бабенко, А. П. Ильин, В. В. Коробочкин, О. К. Семакина, — Томск: Изд-во ТПУ, 2011. — 264 с.

2. Горловский, И. А. Оборудование заводов лакокрасочной промышленности / И. А. Горловский, Н. А. Козулин, Ленинград, Химия, Лен. отделение, 1980. — 376 с.
3. Зеленков, С. Ф. Методы получения наночастиц и нанопорошков / С. Ф. Зеленков, О. В. Пустовалов // Машины и аппараты для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2006. — С. 70—74.
4. Вайтехович, П. Е. Интенсификация и моделирование процессов диспергирования в поле инерционных сил: монография / П. Е. Вайтехович. — Минск: БГТУ, 2008. — 220с.
5. A bead mill for making nanodispersions // Chem / — Eng (USA) — 2005 — Vol / 112, № 10 — P. 17—18.
6. Патент США №4899941, Устройство для помола, МПК6В02 С19/22, Авт. Сиваченко Л. А., Кургузиков А. М., Моисеенко В. В. 1988, 39 с.
7. Сиваченко, Л. А. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко и др. — Минск : Изд. Центр БГУ, 2008. — 375 с.
8. Патент на изобретение РК №29820. Пружинная шаровая мельница МПК В02с 19/22, Авт. Унаспеков Б. А., Сиваченко Л. А., Голбан Е. Г. и др., Опубл. 15.05.2015, бюл. №5.
9. Сиваченко, Л. А. Вибрационные пружинные мельницы / Л. А. Сиваченко, Д. М. Хононов. — Могилев : БРУ, 2006. — С. 89. (Препринт / Бел.- Рос. ун-т)
10. Сиваченко, Л. А. Пружинные аппараты, их технологические возможности и резервы повышения эффективности / Л. А. Сиваченко, Т. Л. Сиваченко // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2011. — С. 281—289.
11. Сиваченко, Л. А. Конструкции пружинных аппаратов, опыт их промышленного использования и пути развития / Л. А. Сиваченко, М. Г. Богатырев // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2010. — С. 305—311.
12. Сиваченко, Л. А. Разработка винтовых пружинных аппаратов для помола и смешивания, исследование рабочих процессов и разработка методов расчета основных параметров : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.09. / Л. А. Сиваченко. — Москва, 1995. — в 2 т. — Т. 1. — 452 с. — Т. 2 — 150 с.

УДК 622.331

МНОГОЦЕЛЕВОЙ ПРУЖИННЫЙ ПИТАТЕЛЬ – ДОЗАТОР

Сиваченко Л.А.¹, Шукин Д.А.¹

Межгосударственное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», г. Могилев

В статье приведено техническое решение конструкции пружинного аппарата, обеспечивающего кроме равномерной подачи зернистых материалов их дополнительную технологическую обработку пу-

тем смешивания, помола и механоактивации. Экспериментальные исследования показали эффективность рабочего процесса пружинного питателя-дозатора.

Ключевые слова: пружинный аппарат, питатель-дозатор, рабочий орган, точность дозирования, смешивание, помол.

MULTI-PURPOSE SPRING FEEDER - DISPENSER

Sivachenko L.A.¹, Shchukin D.A.¹

*Interstate institution of higher education "Belarusian-Russian University",
Mogilev*

The article provides a technical solution for the design of a spring apparatus, which, in addition to uniform feeding, provides their additional technological processing of mixing, grinding and mechanical activation. Experimental studies have shown the efficiency of the spring feeder-dispenser working process.

Key words: spring apparatus, feeder-dispenser, working body, dosing accuracy, mixing, grinding.

Технологические функции подачи и дозирования порошковых материалов являются важной составной частью многих производственных процессов [1]. Накопленный опыт проектирования пружинных мельниц позволяет при небольшой модернизации создать на их основе эффективный пружинный питатель-дозатор, причем с большим диапазоном изменяемых параметров и выполняемых технологических функций, в том числе измельчения, смешивания и механоактивации исходных материалов, причем с одновременной подачей нескольких исходных компонентов [2-4]. В качестве примера на рисунке 1 показан один из вариантов конструктивного выполнения такого аппарата.

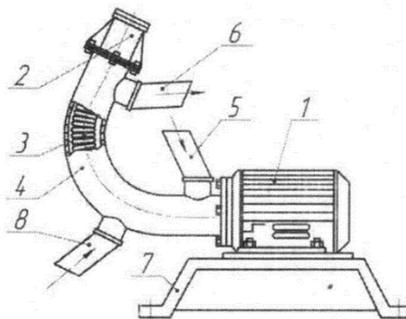


Рис. 1. Конструкция пружинного питателя – дозатора

Разработанный аппарат включает в себя приводной электродвигатель 1, на валу которого и оси дополнительной опоры 2 смонтирован рабочий орган 3, выполненный в виде дугообразно изогнутой пружины, размещенной в трубчатом корпусе 4, с патрубками 5, 6 соответственно для загрузки и выгрузки материала. Вся конструкция смонтирована на раме 7. Для увеличения количества одновременно подаваемых компонентов, в трубчатый корпус может быть встроен по меньшей мере один дополнительный патрубок 8 для загрузки других компонентов.

В процессе работы вращающийся от приводного электродвигателя 1 пружинный рабочий орган 3 своими витками захватывает исходный материал и равномерно перемещает его от загрузочного 5 к выгрузочному 6 патрубку. В случае использования дополнительного или дополнительных патрубков 8 расширяется номенклатура дозируемых компонентов и, как следствие, функциональные возможности аппарата в целом. В отличие от всех известных аналогов пружинный питатель – дозатор кроме точного дозирования, обеспечивающего всего 1,5 – 2% расхождения, способен эффективно измельчать материал, качественно с высокой степенью однородности перемешивать различные компоненты, а также производить их механоактивацию. Важно, что это происходит в одном аппарате при минимальных энергетических и эксплуатационных издержках.

На рисунке 2 приведен общий вид одного из вариантов исполнения опытного образца предлагаемого агрегата.

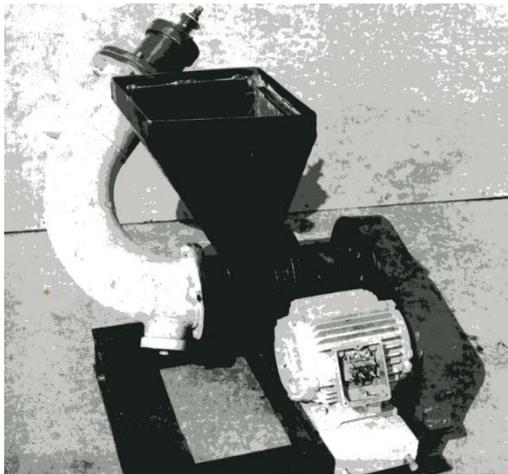


Рис. 2. Общий вид опытного образца пружинного питателя-дозатора

Технологические возможности пружинных аппаратов, касающихся помола, смешивания и механоактивации различных материалов, достаточно предметно представлены в работе [5], однако использование подобных устройств в качестве многоцелевых питателей-дозаторов в литературных источниках и в доступной патентной информации не отражено. Вместе с тем, это направление является актуальным с целью не только повышения технологической эффективности переработки дисперсных материалов, но и для уменьшения количества используемого оборудования и улучшения технико-экономических показателей его работы.

Проведенные исследования показывают, что пружинные питатели-дозаторы имеют широкий диапазон регулирования их технологических параметров, к которым, в частности, можно отнести: частоту вращения пружинного рабочего органа, шаг между его витками, углы наклона рабочей камеры в различных плоскостях, характер выполнения зон загрузки материала, оснащение рабочего органа различными дополнительными элементами и ряд других. В качестве примера на рисунке 3 приведена зависимость транспортирующей способности пружинного рабочего органа при различных частотах его вращения. В качестве исследуемого материала использовался доломит крупностью 0-5 мм, рабочий орган выполнен с наружным диаметром цилиндрической пружины $D=105$ мм и диаметром сечения витков $d=10$ мм. Угол изгиба оси рабочего органа $\alpha=135^\circ$. Работа аппарата проводилась при горизонтальной установке рабочей камеры.

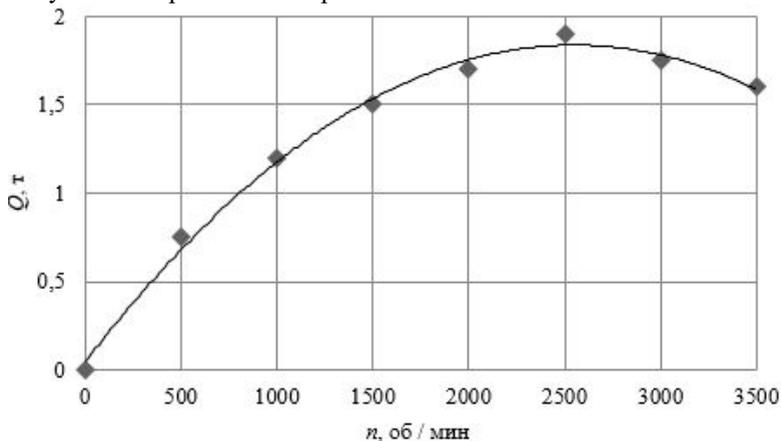


Рис. 3. Зависимость транспортирующей способности пружинного питателя от частоты вращения

Полученные результаты свидетельствуют о широком диапазоне варьирования расходными характеристиками пружинного способа подачи материала. Оценивая реальный потенциал пружинного питателя дозатора следует отметить, что для многих технологий этот аппарат дополнительно способен выполнять роль мельницы, смесителя или механоактиватора. Областью его применения следует считать малотоннажные стадии переработки, где такое устройство хорошо вписывается в действующие производственные линии, не требует значительных капитальных затрат и обладает удобством в обслуживании и ремонте.

Список литературы

1. Гатих М. А. Физико-механические методы измерения и дозирования массы сыпучих материалов / М. А. Гатих // Минск, Наука и техника, 1987. – 255 с.
2. Пат. 14653 РБ. Пружинный смеситель – активатор / Л. А. Сиваченко, М. Г. Богатырев, Т. Л. Сиваченко; заявка - № а 20071003; от 08.08.2007; опубл. 30.04.2009.
3. Сиваченко Л. А. Практическая реализация технологической вибротехники / Л. А. Сиваченко // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сб. науч. ст. – Курск: ЮЗГУ, 2014. – Ч. 1. – С. 100 – 113.
4. Пат. 4899941 US. Устройство для измельчения / Л. А. Сиваченко, А. М. Кургузики, В. В. Моисеенко [и др]. Опубл. 13.02.1990. – 59 с.
5. Сиваченко Л. А. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко. – Минск: БГУ, 2008 – 375 с.

УДК 621.86

УДАЛЕННАЯ ДИАГНОСТИКА КАНАТНОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЙРОСЕТЕЙ

Таричко В.И.¹, Черных А.А.²

1. АО «Брянский автомобильный завод», г. Брянск
2. ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», г. Брянск

В статье рассматриваются вопросы создания системы удаленного диагностирования технического объекта на примере канатной транспортной системы. Обработка диагностических данных, полученных с использованием беспроводной сети, выполняется с помощью нейросети. Поведение объекта диагностирования моделируется с помощью программного эмулятора. Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8.

Ключевые слова: канатная дорога, диагностика, беспроводная сеть, нейросеть.

REMOTE DIAGNOSTICS OF THE CABLE TRANSPORT SYSTEM USING NEURAL NETWORKS

Tarichko V.I.¹, Tchernykh A.A.²

1. Bryansk automobile plant JSC, Bryansk

2. I.G. Petrovsky Bryansk State University, Bryansk

The creation of a remote diagnostics system for a technical object on the example of a cable transport system is under consideration in this article. Diagnostic data obtained using a wireless network is processed using a neural network. The behavior of the diagnostic object is modeled using a software emulator. The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. MD-422.2020.8

Keywords: ropeway, diagnostics, wireless network, neural network.

Канатные транспортные системы получили широкое распространение для перевозки грузов и пассажиров в труднодоступных местах. Усложнение известных конструкций канатных дорог требует создания и внедрения более совершенных систем диагностирования, позволяющих своевременно предотвращать отказы и аварийные ситуации [1, 2].

Структура системы диагностирования показана на рисунке 1. Объект диагностирования представляет собой натурную машину, а в случае тестирования системы – эмулятором, специальной программой, моделирующей рабочие процессы натурального объекта. При этом система диагностирования получает информацию с натуральных или виртуальных датчиков. Эта информация поступает в среду передачи данных (беспроводную сеть), обеспечивающую удаленное взаимодействие с объектом диагностирования. Она передает диагностические данные для обработки, по итогам которой делается оценка технического состояния объекта диагностирования.



Рис. 1. Структура разработанной системы

Для разработки и тестирования разработанной системы удаленного диагностирования создана математическая модель объекта диагностирования, предназначенная для выполнения имитационного моделирования его рабочих процессов. Результаты имитационного моделирования используются для создания обучающей выборки для системы диагностирования с элементами искусственного интеллекта. Искусственное искажение диагностических параметров позволяет смоделировать внештатные ситуации, что должно вызывать соответствующую реакции системы диагностирования.

Имитационное моделирование состоит из двух этапов. На первом этапе выполняется моделирование факторов нагруженности канатной транспортной системы методом статистических испытаний. На втором этапе выполняется построение реализаций изменения параметров нагруженности (динамических усилий или напряжений) с помощью динамических моделей [3-5].

Полученные реализации параметров нагруженности передаются с помощью беспроводной сети на сервер, на котором развернута система диагностирования. Она использует четырехслойную нейронную сеть прямого распространения [6]. Первый слой содержит 8 нейронов, второй – 6, третий – 4, последний – один. В первых трех слоях используется передаточная функция в виде экспоненциальной сигмоиды. Последний слой – линейный.

Средняя ошибка определяется нейросетью как среднее отклонение прогноза сети (степень опасности ситуации). Если ошибка нулевая, то транспортная система функционирует в нормальном режиме. Если ошибка превышает 0,5, то наблюдаются отклонения от нормального режима работы.

Разработанная система диагностирования позволяет выявить следующие отклонения от нормальной работы канатной транспортной системы по ряду признаков:

- буксование тягового или несущее-тягового каната (по отклонению реального положения грузовых кабин или радио-меток от прогнозируемого);
- обрыв несущего, тягового, несущее-тягового каната (по превышению соответствующих усилий натяжения);
- превышение допустимых скоростей и ускорений пассажирской кабины, что потенциально может привести к сходу кабин и канатов с направляющих элементов.

Последующие исследования будут посвящены применению разработанной системы технической диагностики на натуральных канатных

транспортных системах. Для этого на языке программирования С++ разработано и протестировано прикладное программное обеспечение.

Список литературы

1. Лагерев, А.В. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2014. – № 4. – С. 22-31.
2. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: МГТУ. – Высшая школа, 2000. – 552 с.
3. Лагерев, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с.
4. Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 210 с.
5. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – № 4. – С. 29-36.
6. Таричко, В.И. Компьютерное моделирование режимов движения мобильной транспортно-технологической машины / В.И. Таричко, И.А. Лагерев, А.А. Черных // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – № 1. – С. 136-143.

УДК 621.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЕЙ СЫПУЧЕСТИ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА

Тихонов А.А.¹, Бабкин М.С.¹, Новиков А.Н.¹, Кучеров Ю.А.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Сыпучесть является одной из важнейших физико-механических характеристик зернового материала, что определяет процесс его движения при различных технологических операциях. Сыпучесть зерна характеризуется углом естественного откоса и соответствующим коэффициентом внутреннего трения, зависящие от влажности материала. О том, что сыпучесть зернового материала зависит от его влажности, известно давно, однако физические основы этого явления изучены недостаточно.

Ключевые слова: коэффициент трения, влажность, угол поворота, зерно, граничное трение.

THE DEFINITION AND CHOICE OF INDICATORS OF THE FLOWABILITY OF THE GRAIN MATERIAL

Tikhonov A. A.¹, Babkin M.S.¹, Novikov A.N.¹, Kucherov U.A.¹

*1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,
Belgorod*

Flowability is one of the most important physical and mechanical characteristics of grain material, which determines the process of its movement during various technological operations. Grain flowability is characterized by the angle of natural slope and the corresponding coefficient of internal friction, depending on the humidity of the material. The fact that the flowability of grain material depends on its humidity has long been known, but the physical basis of this phenomenon is not sufficiently studied.

Key words: coefficient of friction, humidity, angle of rotation, grain, boundary friction.

Зерновой материал является особым сыпучим материалом, физическое существование которого возможно благодаря тому, что в нем находится вода в свободном и связанном состоянии. Такая особенность присуща всем зерновым материалам и даже изготовленным из них крупам [1]. Выяснено, что оболочки зерен имеют пористую структуру с диаметром пор 1...5 мкм, вокруг которых образуются капельки жидкости полусферической формы, диаметр которых не зависит от влажности зерна, а число этих капелек зависит от влажности. Таким образом, при контакте двух зерновок возникают капиллярные связи (капиллярная когезия), разрыв которых определяет так называемое вязкое трение. Отмечается, что величина силы когезии (прилипания) сравнима с силой сухого трения и даже превышает ее при большой влажности. Установлено, что вязкое трение присуще зерновому материалу даже при влажности 10%. Трение в зерновом материале носит характер предельного: наряду с сухим трением проявляется и компонента вязкого (капиллярного). Особенностью такого трения является то, что истинный коэффициент трения уменьшается с уменьшением влажности и с увеличением удельного давления [2]. Однако вторая часть вывода противоречит самой теории капиллярного трения. С увеличением удельного давления жидкость будет выдавливаться из зерновок, вследствие их деформации будет увеличиваться площадь контакта и расти число капиллярных связей; будет увеличиваться и работа, необходимая для их разрушения. Следовательно, если фрикционный пар находится под давлением, то уменьшение коэффициента трения не связано с капиллярной когезией.

Уменьшение коэффициента трения при увеличении удельного давления можно объяснить с точки зрения классической теории предельного трения [3]. Под предельным трением понимается трение между двумя телами, разделенных полностью или частично тонким слоем от сотых долей до нескольких микрон вязкой жидкости. Граничное трение рассматривается как смешанный, сочетающий режимы сухого трения (C_p), предельного (Γ_p) и гидродинамического ($\Gamma_{др}$). На практике чаще всего встречаются сочетания ($C_p + \Gamma_p$) и ($\Gamma_p + \Gamma_{др}$). Отмечается, что с уменьшением до определенного предела толщины слоя при увеличении давления, коэффициент трения увеличивается за счет прорыва предельной пленки и увеличения доли сухого трения.

Увеличение составляющих Γ_p и $\Gamma_{др}$ в любом сочетании режимов приводит к уменьшению коэффициента трения. В зерновом материале, находящейся под давлением, с его увеличением увеличивается составляющая граничного трения, что и приводит к снижению коэффициента трения за счет увеличения толщины слоя [4]. В технических условиях часто наблюдается переход от одного сочетания режимов к другому. Не исключаются и так называемые рубежные (переходные) режимы. Именно это и происходит при центробежном разгрузке зернового материала, движение которого происходит под действием переменных сил и при переменном давлении.



Рис. 1. Зависимость коэффициента внутреннего трения пшеницы от влажности

Базовым коэффициентом внутреннего трения зернового материала является коэффициент, соответствующий сочетанию режимов предельного трения ($C_p + \Gamma_p$). Этот коэффициент имеет место при свободном (без давления) движении материала в различных самотечных устройствах и при формировании зерновых буртов с углом естественного откоса.

На рисунке 1. приведена кривая зависимости коэффициента внутреннего трения от влажности для основного транспортируемого материала - пшеницы. Эта зависимость получена путем измерения угла естественного откоса буртика, образованного массой зерна, что соответствует объему чашки прибора ВСП-100 для измерения влажности (рисунке 2 а, б). Измерение угла откоса проводилось угломером (тип 4) с ценой деления нониуса 10 (рисунок.2 в). Схема образования буртика и измерение угла естественного откоса приведена в приложении Д1.

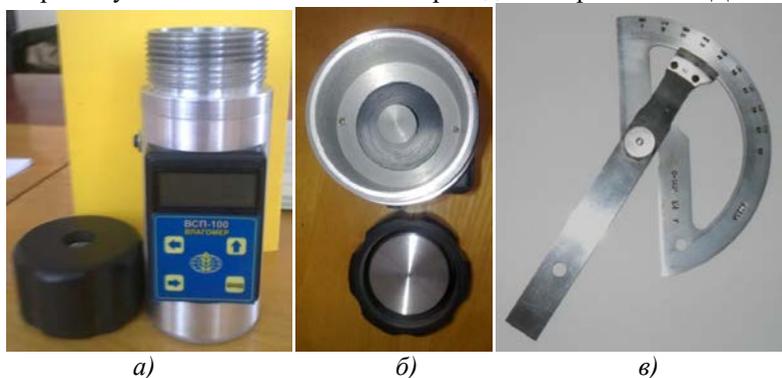


Рис. 2. Влагомер ВСП-100. а - общий вид прибора со снятой крышкой; б - вид сверху. в - Угломер (тип 4) общий вид

В качестве исходных данных для аналитического исследования процесса выброса зернового материала из ковшей были использованы данные о характере реальных траекторий выхода зернового материала из ковша, при его различных положениях в процессе разгрузки, полученные В. П. Артемьевым с помощью скоростной киносъемки и приведенные в источнике [6]. Съёмка проводилась в лаборатории кафедры ПТМ Ленинградского института инженеров водного транспорта.

Эти траектории имеют вид спиральных кривых (рисунке.3), выпуклость которых направлена в сторону движения ковша.

Стрелками показаны примерные траектории движения зернового материала в его свободном полете в головке нории.

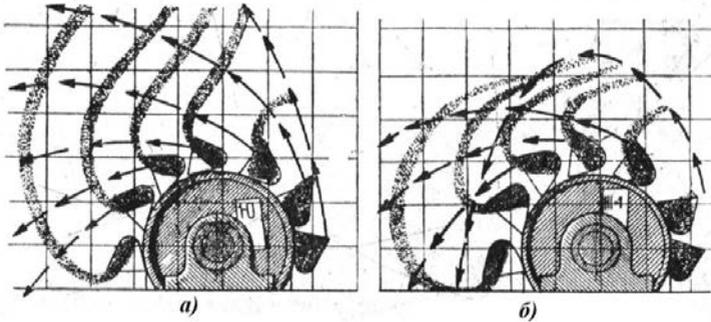


Рис. 3. траектории выхода материала из ковша в относительном движении:
а) $\frac{h}{r_n} = 0,23$, б) $\frac{h}{r_n} = 0,72$



Рис. 4. разгрузка зернового материала из ковшей при центробежном режиме



Рис. 5. траектории выбрасывания зернового материала при разных углах поворота барабана по условному циферблату

На рисунке 4 показан поэтапный выход зернового слоя в процессе центробежной разгрузки, а на рисунке 5. - с фиксацией выхода в зависимости от угла поворота ковша с барабаном в градусах, в виде соответствующего времени на условном циферблате. Результаты, приведенные в источнике [53], имеют особую ценность, так как они получены для конкретных показателей кинематического режима $\frac{h}{r_B}$.

На основании приведенных данных для аналитического исследования принята модель послойного выхода материала из ковша (рисунок 6), согласно которой движение зернового слоя происходит вдоль ковша с последующим переходом на спиральную траекторию, огибающую поверхность основного массива материала [7]. Выход материала начинается с нижнего слоя (условно слой 1). Это обусловлено тем, что при заходе ковша на барабан под действием центробежных сил материал уплотняется, и вследствие этого нижний слой (Слой 1) будет иметь одну поверхность трения в то время как все выше размещенные слои имеют две поверхности трения.

Траектория движения зерна на первом этапе (от точки А до точки М1) будет зависеть от формы и плотности зерна, от его угла естественного откоса, соответствующего величине коэффициента внутреннего трения, от формы и размеров ковша и, главным образом, от скорости движения ковша. Именно угловая скорость вращения барабана определит характер выдвигания зерна из ковша и кривизну траектории движения на втором этапе движения, от нее будет зависеть и отклонения вектора относительной скорости, то есть величина угла. Окружная скорость выше размещенного слоя будет больше окружной скорости низшего слоя. В результате на определенном углу поворота барабана верхний слой начинает двигать Нижний. Толщина слоя приводимого в действие будет тем больше, чем больше коэффициент внутреннего трения для данного материала и соответственно сила трения на поверхности между слоями.

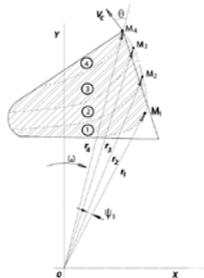


Рис. 6. Физическая модель выхода зерна из ковша, углы ψ соответствуют углам поворота ковша вместе с барабаном

Список литературы

1. Любимый Н.С., Чепчуров М.С., Костоев З.М. Исследование процессов получения комбинированных металл-металлополимерных формообразующих деталей пресс-форм заданного качества с применением аддитивных технологий: монография. Белгород: Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2020. 140 с.
2. Штерензон, В.А. Моделирование технологических процессов: конспект лекций / В.А. Штерензон. Екатеринбург: Изд-во Рос. гос. проф.-пед. ун-та. 2010. 66 с.
3. Справочник технолога-машиностроителя. в 2-х т. Т. 2 / под ред. А.М. Дальского, А.Г. Сулова, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. 5-е изд., исправл. М.: Машиностроение. 2003. 944 с.
4. K. Venkatesh, M.S. Bobji, and S.K. Biswas. Power spectra of roughness caused by grinding of metals // Journals of Material Research. 2009. Vol. 14. Pp. 319-322.
5. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные машины. 2014. №1. С. 35-38.
6. Bogdanov V.S., Romanovich A.A., Vorobyov N.D. Definition of rational conditions of materials grinding in energy-saving milling complex // World Applied Sciences Journal. 2013. Vol. 25. № 2. Pp. 214-221.
7. Романович А.А. Расчет мощности привода агрегата для получения кубовидного щебня / Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А., Апухтина И.В. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2017. № 7. С. 111–115.

УДК 621.01

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА
НОРИИ

Тихонов А.А.¹, Бабкин М.С.¹, Новиков А.Н.¹, Кучеров Ю.А.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Приводной барабан является главным элементом ленточно-барабанного механизма подъема нории. Правильный выбор диаметра барабана в значительной степени определяет эффективность работы нории. Завышение диаметра барабанов приводит, во-первых, к увеличению их веса, который для норий высокой производительности может достигать 500кг и выше, что затрудняет их монтаж и эксплуатацию при установке на большой высоте и увеличение стоимости. Во-вторых, при одной и той же скорости вращения электродвигателя с увеличением диаметра барабана увеличивается передаточное отношение редуктора, а, следовательно, размеры и вес, ухудшая таким образом

показатели привода. Заниженное значение диаметра, может привести к недостаточной тяговой способности даже при больших натягах и как следствие, к снижению долговечности ленты.

Ключевые слова: приводной барабан, изгибающий момент, натяжение изгиба, радиус барабана, пластина.

TO THE QUESTION OF SELECTING PARAMETERS OF THE DRIVE DRUM OF THE NORIA

Tikhonov A. A.¹, Babkin M.S.¹, Novikov A.N.¹, Kucherov Yu. A.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

The drive drum is the main element of the belt-drum lifting mechanism of the Noria. The correct choice of the diameter of the drum to a large extent determines the efficiency of the Elevator. Overestimating the diameter of the drums leads, firstly, to an increase in their weight, which for high-performance burrows can reach 500 kg or higher, which makes it difficult to install and operate them at high altitude and increases the cost. Secondly, at the same speed, the rotation of the electric motor increases with the increase in the diameter of the drum, the gear ratio of the gearbox increases, and, consequently, the size and weight, thus worsening the performance of the drive. An underestimated diameter value can lead to insufficient traction capacity even at high tightnesses and, as a result, to a decrease in the durability of the belt.

Key words: drive drum, bending moment, bending tension, drum radius, plate.

Основой приводного барабана является каркас в виде "беличьего колеса" (рисунок 1), обечайка которой образована прямоугольными пластинами, что устанавливаются в вырезах дисков и обвариваются вдоль полупериметра [1]. В современных конструкциях тяжело нагруженных вертикальных элеваторов с высокой производительностью обычно принимают трехдисктовую схему каркаса, что обеспечивает достаточную жесткость барабана (рисунок 2).

В такой конструкции пластина представляет собой трехопорную балку, которая один раз статически неопределенна. В силу симметрии конструкции и нагрузки, углы поворота правой и левой части относительно опоры В будут одинаковы, а моменты будут направлены в про-

тивоположные стороны, поэтому $M_B = 0$. Таким образом, решение сводится к определению изгибающих моментов для двух опорной балки с консолью [2].

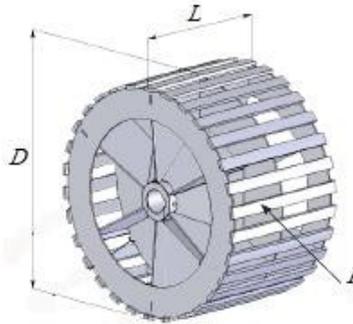


Рис. 1. Конструкция каркаса

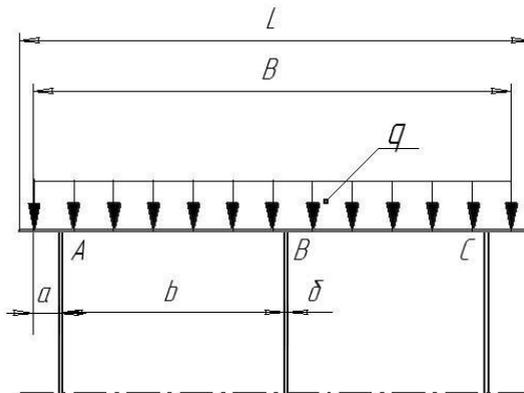


Рис. 2. Расчетная схема трех дискового каркаса барабана

В связи с тем, что пластины обвариваются вдоль полупериметра, опоры можно считать шарнирными. Величина максимального изгибающего момента в пролете будет наименьшей в том случае, когда он будет ближайшим по значению к моменту на крайней опоре [3]. Анализ показывает, что такое возможно, когда расстояние между дисками составляет $b = 2,46a$. Если определить усилия в ветвях ленты, а также распределенную нагрузку q через F_t , i , φ_0 то получим величину максимального изгибающего момента в виде:

$$M_{max} = R_A \left[\frac{R_A \cdot b \cdot \varphi_0}{F_t (1 + \varphi_0)} - a \right],$$

где $R_A = \frac{F_t(1+\varphi_0)}{B} \left[\frac{a(0,5a+b)+0,5b^2}{b} \right]$ - реакция на опоре А.

Требуемая толщина пластины

$$h = \sqrt{\frac{6M_{max}}{b_n[\sigma_0]}}$$

где $b_n = (0,05 \dots 0,065)r_B$ - ширина пластины; r_B - радиус барабана; $[\sigma_0] = \frac{\sigma_{0BP}}{n}$ - допустимые напряжения изгиба; $\sigma_{0BP} = 0,5\sigma_{BP}$ - предел прочности при пульсирующем цикле нормальных напряжений; n - коэффициент запаса прочности при несимметричном цикле, определяется по известной зависимости. Толщину дисков можно принять как $\delta = (0,5 \dots 0,6)h$. Так, например, для барабана нории 360/60 с шириной барабана $L = 550$ мм и шириной ленты $B = 450$ мм, вылет консоли составит $a = 65$ мм, при этом $b = 160$ мм. Для пластины, изготовленной из стали Ст3 (класс В) по ГОСТ 389-71 с $\sigma_B = 400$ МПа и $\sigma_T = 240$ МПа, при распределенной нагрузке $q = 118$ Н/мм, толщина пластины должна быть $h = 14$ мм при ширин $b_n = 60$ мм [4]. Рекомендуемое значение $b_n = 0,05 \dots 0,065r_B$. Для сравнения, в зарубежных элеваторов размеры пластин составляют: 40x15мм при $D = 800$ мм, 50x20мм при $D = 1000$ мм, 40x12мм при $D = 630$ мм [5]. Эти параметры совпадают с расчетными по полученным зависимостям.

Таким образом, просматривается тенденция к увеличению толщины пластин и уменьшению ширины, что повышает ее жесткость и в большей степени обеспечивает цилиндричность поверхности барабана.

Список литературы

1. Любимый Н.С., Чепчуров М.С., Тетерина И.А. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2017. № 7. С. 140–145.
2. Methods to improve efficiency of production technology of the innovative composite cementing materials. / Romanovich A.A., Glagolev S.N., Babaevskiy A.N. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Т. 327. № 3 С. 032009.
3. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей / А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 4. – С. 83-87.
4. Романович А.А. Расчет мощности привода агрегата для получения кубовидного щебня / Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А., Апухтина И.В. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2017. № 7. С. 111–115.
5. Любимый, Н.С. Обеспечение требуемой шероховатости поверхностей изделий из металлополимера, наполненного алюминием при обработке шлифованием / Н.С. Любимый, М.С. Чепчуров, Е.Э. Аверченкова // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2017. N 1. С. 16–18.

УДК 621.877.3

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КАБЕЛЬНОГО КРАНА

Фадеев Ф.О.¹, Ганшкевич А.Ю.²

1. АО «Центр эксплуатации объектов наземной космической инфраструктуры» - «Конструкторское бюро «Мотор» (КБ «Мотор»), г. Москва;
2. Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), г. Москва.

Кабельный кран – это тип грузоподъемного оборудование, несущим органом и путем для перемещения грузовой тележки которого является неподвижный гибкий канат, закрепленный на двух опорах. Операции подъема груза и перемещения тележки совершаются рабочими подвижными подъемным и тяговым канатами. Кабельный кран может быть применен для перегрузочных и транспортных операций на складах разных типов, в горном деле, труднопроходимой местности, на объектах крупного строительства, где требуется перекрытие больших пролетов. Так как зачастую кабельные краны работают на открытых площадках или в неотопливаемых помещениях, важно учитывать воздействие условий окружающей среды – значительные температурные колебания в зависимости от времени года и региона эксплуатации.

Ключевые слова: кабельный кран, система канатов, метод параболы, метод цепной линии, уравнение горизонтальной составляющей натяжения системы канатов, провес системы канатов.

APPLICATION OF METHODS OF MATHEMATICAL MODELING IN CABLE CRANE DESIGN

Fadeev F.O.¹, Ganshkevich A.Y.²

1. JSC "Center for Operation of Ground-Based Space Infrastructure Facilities" - "Design Bureau" Motor "(KB" Motor "), Moscow;
2. Russian University of Transport (RUT (MIIT)), Moscow.

A rope crane is a type of lifting equipment, the supporting body and the way of moving the cargo trolley is a fixed flexible cable fixed on two supports. Operations for lifting the load and moving the trolley are carried out by working movable lifting and traction ropes. The cable crane can be used for handling and transport operations in warehouses of various types, in the mining industry, in difficult terrain, on large construction sites where large aisles are required to be closed. Since cable cranes often operate in open areas or

in unheated rooms, it is important to take into account the influence of environmental conditions - significant temperature fluctuations depending on the season and region of operation.

Key words: cable crane, rope system, parabola method, catenary method, the equation of the horizontal component of the tension of the rope system, sag of the rope system.

Система канатов кабельного крана является одновременно несущим, тяговым и подъемным органом и представляет собой однородные весомые растяжимые нити, соединенные поддержками и грузовой тележкой. При расчете натяжений и провесов канатов применяются методы, рассматриваемые в механике гибких нитей [1,3,5]:

- приближенный расчет по методу параболы:

$$y = \frac{x^2}{2 \cdot k} ,$$

где k – параметр уравнения.

- метод цепной линии:

$$y = \frac{k}{2} \cdot (e^{x/k} + e^{-x/k}) = k \cdot \cosh \frac{x}{k}$$

Расчет по методу цепной линии позволяет решать сравнительно простые задачи для весоной гибкой нити с равномерно распределенной нагрузкой по всей длине. Для более сложных случаев нагружения, когда кроме равномерно распределенной нагрузки, приложены сосредоточенные нагрузки, решение задач с использованием уравнения цепной линии представляет значительные трудности. При действии сосредоточенных нагрузок гибкая нить принимает более сложную форму и представляет собой отрезки цепных линий, пересекающихся в точках приложения сил. Расчет по методу цепной линии заменяют уравнением другой кривой, близкой по виду к цепной линии, решение которого не было бы затруднено. Подходящей кривой является парабола [1,3]. Такой подход обладает малой погрешностью для случая закрепления канатов на одной высоте (меньше 1%) [1].

Натяжение системы канатов кабельного крана с закрепленными на обоих опорах концами несущего каната изменяется в значительных пределах в зависимости от подвижной сосредоточенной и равномерно распределенной нагрузок, при перемещении подвижной нагрузки в про-

лете крана, а также от изменения температуры. Для определения горизонтальной составляющей натяжения несущего каната необходимо рассмотреть уравнение, учитывающее упругое и температурное удлинение каната. Рассмотрим два состояния загрузки системы канатов:

- Начальное состояние - максимальное натяжение: грузовая тележка расположена на середине пролета, с весом максимальной грузоподъемности и равномерно распределенной нагрузкой, при минимальной температуре работы крана;
- Новое состояние – натяжение меньше максимального: произвольные параметры расположения грузовой тележки в пролете, значения веса груза, равномерно распределенной нагрузки и температуры, отличные от начального состояния.

Уравнение горизонтальной составляющей наибольшего суммарного натяжения системы канатов при положении подвижной нагрузки в середине пролета [2]:

$$\Sigma H_{0.5L} = \frac{L}{8 \cdot f_{0.5L}} \cdot \left(2 \cdot P + 2 \cdot z \cdot p + \frac{L}{\cos \beta} \cdot \Sigma q \right),$$

где $f_{0.5L}$ - величина провеса, определяемая эмпирически в зависимости от длины пролета или расчетом, в зависимости от длины пролета и временного сопротивления разрыву каната [м];

L – длина пролета крана [м];

P – сосредоточенная подвижная нагрузка [кН];

p – нагрузка от одной поддержки [кН];

z – число пар поддержек;

β – угол наклона хорды пролета крана [град];

Σq – распределенная сила тяжести системы канатов [кН];

Уравнение горизонтальной составляющей натяжения системы канатов при изменении положения груза в пролете, его величины, равномерно распределенной нагрузки и температуры [2]:

$$\Sigma H^3 + \Sigma H^2 \cdot \left[E_H \cdot n_H \cdot F_H \cdot \left[\frac{R_{0.5L} \cdot (\cos \beta)^5}{2 \cdot \Sigma H_{0.5L}} \pm \varepsilon \cdot \Delta t \cdot \cos \beta \right] - \Sigma H_{0.5L} \right] - \frac{E_H \cdot n_H \cdot F_H}{2} \cdot R_x \cdot (\cos \beta)^5 = 0,$$

где E_H – условный модуль упругости закрытого несущего каната [МПа];

F_H – площадь металлического сечения несущего каната [м²];

$\Delta t = (t_n - t_k)$ - разность температур для двух рассматриваемых случаев [град];

$R_{0.5L}$ – фактор загрузки системы канатов, учитывающий положение грузовой тележки посередине пролета [кН];

R_x – фактор загрузки системы канатов, учитывающий положение грузовой тележки на расстоянии x от опоры [кН];

$\Sigma H_{0.5L}$ - горизонтальная составляющая наибольшего суммарного натяжения системы канатов при положении подвижной нагрузки в середине пролета [кН].

Провес системы канатов под грузом, определяется зависимостью [2]:

$$f = \frac{L - x}{2 \cdot L \cdot \Sigma H} \cdot x \cdot (2 \cdot P + 2 \cdot z \cdot p + G),$$

где ΣH - горизонтальной составляющей натяжения системы канатов [кН];

x – расстояние от опоры до грузовой тележки в пролете [м];

G – равномерно распределенная нагрузка [кН].

Определим изменение горизонтальной составляющей натяжения системы канатов в зависимости от параметров расположения подвижной нагрузки в пролете и от температурного фактора с помощью среды для инженерных расчетов Mathcad.

Исходные данные для расчета:

Длина пролета: $L = 48$ м.

Грузоподъемность: $Q = 5$ т.

Угол наклона хорды пролета: $\beta = 0^\circ$.

Максимальный провес системы канатов: $f_{max} = f_{0.5L} = 1.5$ м.

Масса поддержек, количество: отсутствуют в связи с малым пролетом.

Несущий канат: канат 50,0–I–H–1470 ГОСТ 7676-73 [6].

Тяговый канат для передвижения грузовой тележки: канат 11,0–Г–I–H–1770 ГОСТ 2688-80 [7].

Результаты расчетов представлены на графиках (рис. 1,2,3,4).

Согласно графику на рис.1. при перемещении грузовой тележки в пролете крана при постоянной минимальной температуре ($t_{min} = -40^\circ$), на расстояние от опоры $x = 0 \dots 24$ м, горизонтальная составляющая натяжения системы канатов меняется в диапазоне

$$\Sigma H_x = 68.42 \dots 493.33 \text{ кН}, \quad \varepsilon = 86,13\%.$$

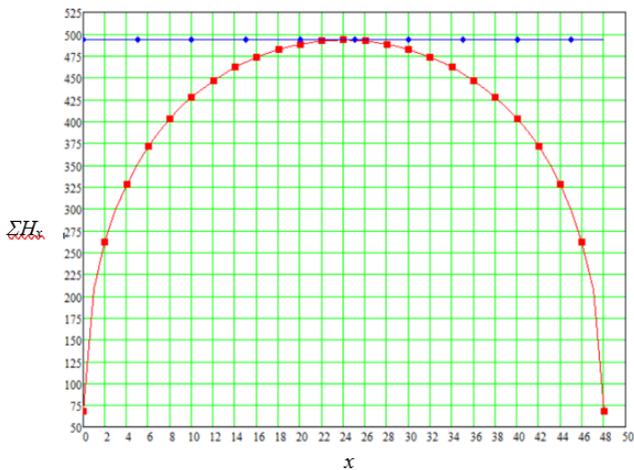


Рис. 1. График изменения величины горизонтальной составляющей натяжения системы канатов при постоянной минимальной температуре в зависимости от положения грузовой тележки в пролете

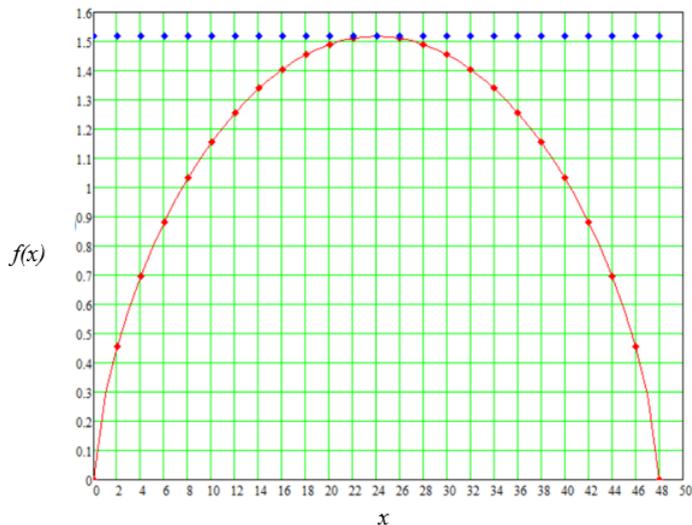


Рис. 2. График изменения величины провеса системы канатов при постоянной минимальной температуре в зависимости от положения грузовой тележки в пролете

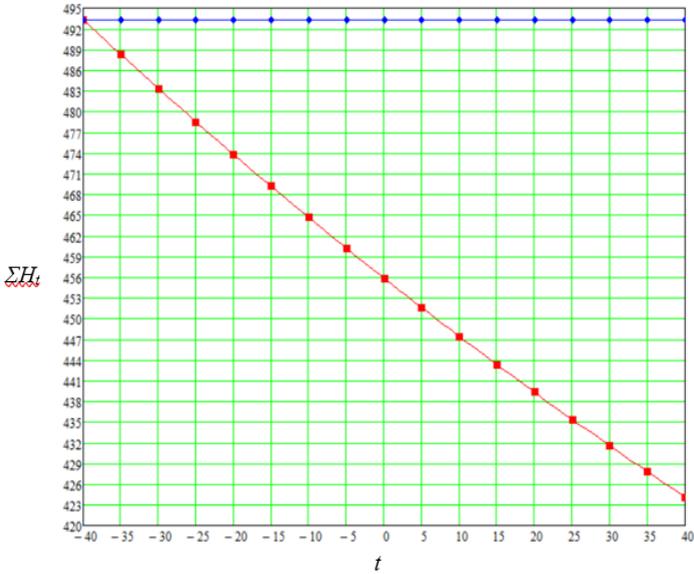


Рис. 3. График изменения величины горизонтальной составляющей натяжения системы канатов в центральной точке пролета в зависимости от температуры

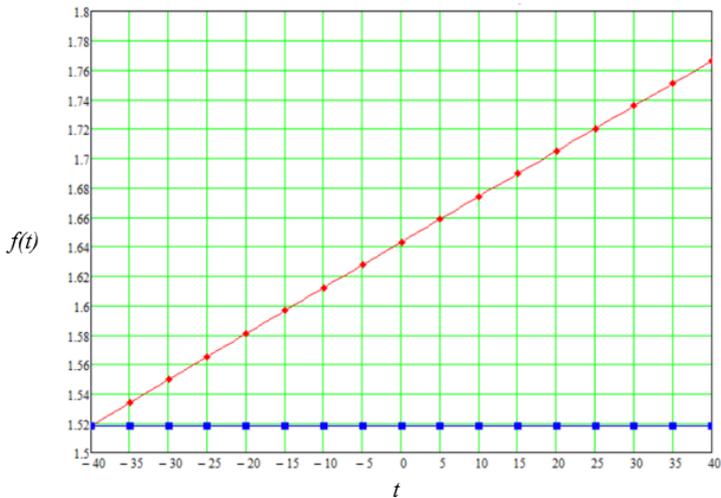


Рис. 4. График изменения величины провеса системы канатов в центральной точке пролета в зависимости от температуры

При этом изменяется величина провеса и достигает своего максимального значения в центральной точке пролета $x = 24$ м (рис.2).

$$f(x) = 0 \dots 1,518 \text{ м}$$

Однако, при изменении температуры окружающей среды $\Delta t = -40^\circ \dots 40^\circ$, согласно зависимости (4), горизонтальная составляющая натяжения канатов уменьшается в пределах:

$$\Sigma H_t = 493.33 \dots 424.08 \text{ кН}, \quad \varepsilon = 16,33\%.$$

В свою очередь, зависимость (5) показывает, что это приводит к увеличению величины провеса в диапазоне:

$$f(t) = 1,518 \dots 1,766 \text{ м}, \quad \varepsilon = 16,34\%.$$

Таким образом, данные расчетов и графиков показывают, что наибольшие нагрузки на канат возникают при положении груза посередине пролета и при минимальной температуре эксплуатации крана. При колебании температуры окружающей среды в рабочем диапазоне, заметно меняется горизонтальная составляющая натяжения системы канатов, на 16,33%. Это в значительной мере влияет на провес системы канатов, увеличивая его на 16.34%. Это необходимо учитывать при монтаже и эксплуатации крана, в зависимости от региона работы и от времени года. Так же, рекомендуется обеспечить подъемно-транспортную машину регулировкой натяжения и устройством, контролирующим натяжение и провес системы канатов.

Список литературы

1. Г.Г. Куйбида. Кабельные краны. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.
2. РТМ 24.090.34-85. Краны кабельные. Нормы расчета и проектирования. - Введ. 17.01.85 г.
3. Барат И.Е., Плавинский В.И. Кабельные краны. – М.: Машиностроение, 1964. – 340 с.
4. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны.-М.: Машиностроение, 1966. – 485 с.
5. Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити. – М.: Наука, 1980. – 240 с.
6. ГОСТ 7676-73 Канаты стальные. Канат закрытый несущий с двумя слоями клиновидной и одним слоем зетобразной проволоки и сердечником типа ТК.
7. ГОСТ 2688-80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19.

УДК 625.1

НАЛИПАНИЕ, ОДИН ИЗ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИЙ
НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ

Чалова М.Ю.¹, Троишко И.В.¹

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ),
г. Москва

В настоящее время большое внимание уделяется борьбе с налипанием на рабочие органы землеройных машин. В работе приводится исследование влияния факторов, таких как температура и влажность на налипание на рабочий орган траншеекопателя.

Ключевые слова: налипание, рабочий орган траншеекопателя, температура, влажность.

STICKING, ONE OF THE MAIN FACTORS AFFECTING THE PER-
FORMANCE OF TRENCHERS

Chalova M. Yu.¹, Troshko I. V.¹

1. Russian University of transport (MIIT), Moscow

Currently, much attention is paid to the fight against sticking to the working bodies of earthmoving machines. The paper presents a study of the influence of factors such as temperature and humidity on sticking to the working body of the trencher.

Keywords: sticking, working body of the trencher, temperature, humidity.

Фактор, который, непосредственно, влияет на производительность траншеекопателей и снижает ее – это налипание грунта на рабочие органы, в частности на скребок баровой цепи, тем самым уменьшая межскребковое пространство. В наибольшей степени это характерно как раз для транспортирования мелкодисперсного влажного грунта (связные породы). Объясняется это склонностью данного вида к интенсивным адгезионным процессам. Причиной налипания грунта на поверхность контакта являются адгезионные свойства грунтов (способность прилипать и примерзать к рабочим поверхностям транспортных средств). Адгезионная активность грунта зависит от минерального состава, дисперсности, влажности. Влажность грунтов зависит от количества осадков, выпадаемых в различные сезоны года. Рассмотрим диаграмму (рисунок 1.) распределения осадков по сезонам для различных субъектов Российской Федерации за 2019 год. Анализ диаграммы показал, что наиболь-

шее количество осадков зимой наблюдается в северо-западном, центральном, приволжском субъектах, весной в южном, северо-кавказском, уральском, сибирском, дальневосточном [1]. Налипание на рабочие органы траншеекопателя не будет происходить при влажности менее 13%.

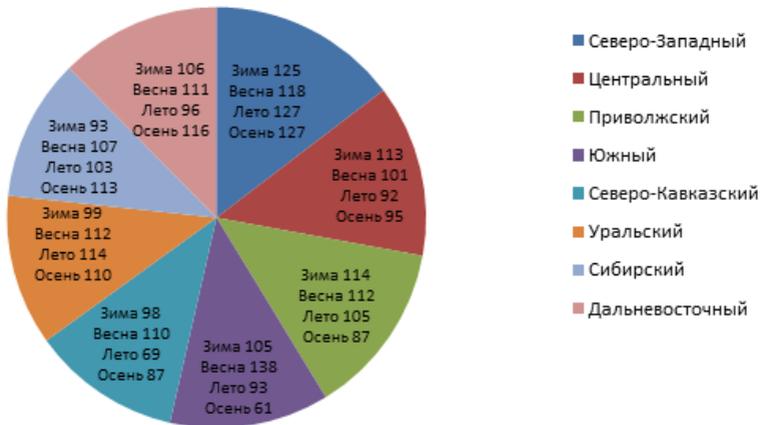


Рис.1. Диаграмма распределения осадков по сезонам в субъектах РФ за 2019 год

На рисунке 2 показана диаграмма распределения температуры по субъектам Российской Федерации. Оптимальное налипание на рабочий орган траншеекопателя происходит при температурах +4°C и ниже. Таким образом, наибольшее налипание на рабочие органы землеройных машин наблюдается в северо-западном, центральном, дальневосточном, сибирском, уральском субъектах - осень, зима, весна; приволжском, северо-кавказском - зима, весна; южном - зима. Так как в работе не рассматривается работа траншеекопателя на мерзлых грунтах, то мерзлые грунты в работе не рассматриваются

Как говорилось выше, категория грунта также влияет на налипание. При положительной температуре на рабочие органы налипает глинистый грунт. Песчаные грунты не налипают на рабочие органы землеройных машин.

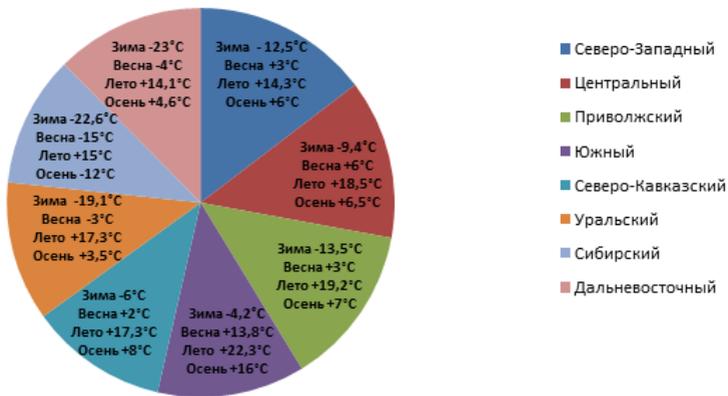


Рис. 2. Диаграмма распределения температуры за 2019 год

Абразивное воздействие зависит от сочетания типа грунта и текстуры. Текстура грунта представляет собой соотношение частиц разного размера, содержащихся в данном грунте. Текстура определяет уровень абразивного воздействия данного грунта. Чтобы оценить абразивные свойства грунта, необходимо растереть его между пальцами.

Важнейший фактор, влияющий на абразивные свойства грунта – это влажность. Влага может усиливать абразивное воздействие, превращая грунт в «шлифовальную пасту», особенно если влаги столько, что грунт превращается в жидкую грязь. Влага также усиливает налипание грунта, который сильнее набивается в зазоры между деталями ходового механизма.

Результаты абразивного воздействия грунта лучше всего заметны по износу гусеничных звеньев, так как на износ других деталей кроме абразивного воздействия оказывают влияние и прочие факторы.

Выделяют три уровня абразивного воздействия.

Высокий – влажные грунты, содержащие большое количество твердых и острых частиц песка. Например, гудронные пески или глина с кварцевыми кристаллами. В общем, песчаные грунты.

Средний уровень – слегка увлажненные грунты, наподобие ила или глины, содержащие небольшое количество округлых песчаных частиц или фрагментов скальных пород. Твердые скальные фрагменты могут содержаться в грунте лишь в небольших количествах.

Низкий уровень – сухой илистый и глинистый грунт, не содержащий фрагментов скал и песка. Обычно этот грунт становится скользким

при увлажнении и при достаточном содержании влаги приобретает консистенцию пасты. Иногда может содержать небольшое количество скальных фрагментов и оказывать незначительное абразивное действие [2].

На примере Ставропольского края определим, как влияет температура и влажность на налипание грунта на рабочие органы траншеекопателя. 1/3 всей площади занимают песчаные, легкосуглинистые грунты, 2/3 - глинистые, тяжелосуглинистые и среднесуглинистые грунты (рисунок 3.) [3]. Из-за налипшего слоя грунта значительно увеличиваются силы сопротивления резания грунта, силы сопротивления волочения грунта.

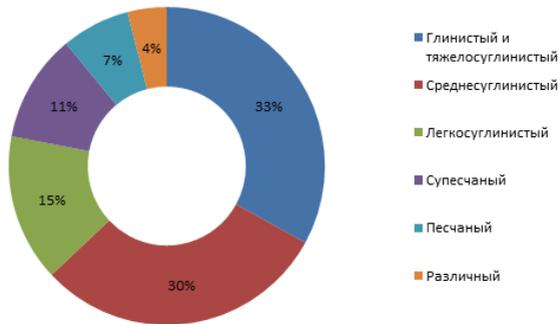


Рис. 3. Грунты в ставропольском крае

Оптимальное налипание на рабочий орган траншеекопателя происходит при температурах +4°С и ниже. Для ставропольского края это период с ноября по март месяц включительно (рисунок 4.). При работе зимой процесс налипания грунта более интенсивен и зависит от температуры воздуха [4].

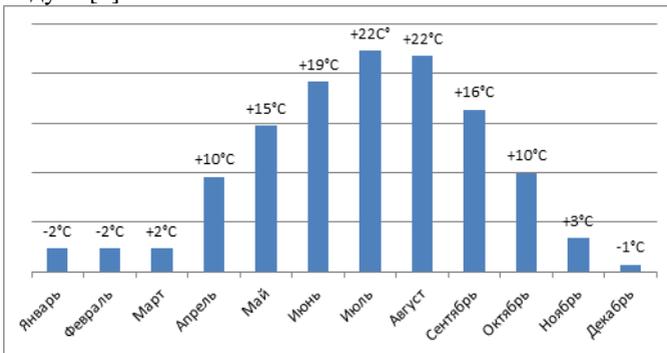


Рис. 4. Температура воздуха в ставропольском крае по месяцам

Анализ диаграммы осадков в ставропольском крае (рисунок 5.) показывает о том, что ни в одном месяце не наблюдается влажности менее 13%. Наоборот мы видим повышенную влажность в июне, она составляет 83%. Несмотря на то, что наибольшее налипание наблюдается при отрицательных температурах до +4 °С, в июне месяце в ставропольском крае при работе траншекопателей на глинистых почвах будут увеличены энергозатраты траншейных экскаваторов за счет налипания грунта на скребково-цепной рабочий орган.

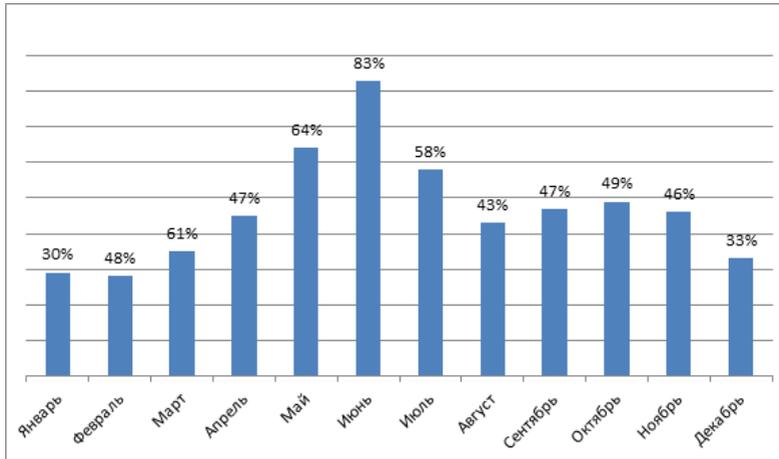


Рис. 5. Количество осадков в ставропольском крае по месяцам

Методы и средства для борьбы с налипанием грунтов к рабочим органам траншейных экскаваторов (землеройных машин в целом) можно классифицировать на профилактические и способы очистки рабочего органа от налипшего грунта. Исследования в области налипания доказали, что наиболее эффективными являются комбинированные методы, которые сочетают два и более методов, в частности, вибротепловой.

В настоящее время существуют следующие методы борьбы с налипанием грунтов к поверхностям рабочих органов землеройных машин [5]:

- нагрев;
- вибрация;
- механический способ очистки;
- комбинированные методы.

В качестве профилактических средств можно применять различные покрытия, которые уменьшают силу прилипания грунта к металлу.

Например, применение эпоксидной композиции при влажности 25% повышает производительность одноковшовых экскаваторов на 10 - 15%. При водяной смазке достигнуто снижение тягового усилия на 11%, а при эмульсионной — на 21%. При тепловом воздействии тяговое усилие также снижается. Положительные результаты были получены при покрытии кузовов дорожных машин натуральным и синтетическим каучуком (гуммирование). Таким образом, гуммирование можно применять на рабочих органах землеройных машин. Также было доказано, что применение вибрации для уменьшения налипания оказалось малоэффективным.

Механический способ очистки рабочих органов траншекопателей связан со значительными потерями производительности (до 30%), увеличением энергозатрат, простоем землеройных машин при их очистке. В результате применения профилактических средств производительность траншекопателей повысилась на 18...25%, а удельные приведенные затраты на перевозку 1 м³ грунта сократились в 2...4 раза.

При нагревании металлической поверхности до 70 - 75 °С происходит снижение налипания различных глинистых грунтов.

Использовании тепла выхлопных газов является малоэффективным методом, т.к. нагревание происходит неравномерно. При температуре выше 70 °С нагревается 8 - 17% площади кузова, а около 30% не обогревается совсем.

Часто применяется высокочастотное воздействие, относящееся к комбинированным методам (сочетание высокочастотной вибрации и нагрева). Комбинированное воздействие создается пьезокерамическим излучателем, который включает в себя две керамические пластины, верхнюю накладку из дюралюминия, нижнюю накладку из стали 45 и прокладки толщиной 0,2...0,3 мм из мягкой фольги. Пьезокерамические пластины и накладки скреплены между собой центральным болтом. В качестве пьезоэлементов применены кольца из массы ЦТС-19 со следующими размерами: наружный диаметр кольца 50 мм, внутренний диаметр кольца 20 мм [6].

Если учесть все плюсы и минусы различных методов борьбы с налипанием грунтов на рабочие органы траншекопателей, можно сделать вывод, что самым эффективным методом является комбинированный.

Консистенция и вид грунта также сильно влияют на процесс налипания. Стоит рассмотреть каждый грунт по отдельности, сделать соотношение грунтов и выявить, в каких условиях они добываются, а также как они влияют на рабочие органы траншекопателей.

Список литературы

1. Климатические данные [электронный ресурс] – URL: <http://pogoda-service.ru/climate.php> (Дата обращения 05.09.2020)
2. Алексеева, Т.В. Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ / Т.В. Алексеева, К.А. Артемьев, А.А. Бромберг. – М.: Машиностроение. – 3-е изд., перераб. и доп. – 1972. – 503 с.
3. ИАС Агро-климат. Оценка состояния почвенных ресурсов [электронный ресурс] – URL: <http://climate.sniish.ru/mshsk/soil.php> (Дата обращения 05.09.2020)
4. Погода в Ставрополе по месяцам [электронный ресурс] – URL: <http://rus-sia.pogoda360.ru/635351/avg> (Дата обращения 05.09.2020)
5. Созонов, С.М. Способы решения проблемы налипания грунта на рабочие органы экскаватора [Электронный ресурс] / С.М. Созонов, С.Н. Кокوشин - URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=26124963> (Дата обращения 05.09.2020)
6. Зеньков, С.А. Устранение налипания грунта на рабочие органы сельскохозяйственных машин с помощью пьезокерамических излучателей [Электронный ресурс] / С.А. Зеньков, Д.А. Минеев - URL: <https://research-journal.org/agriculture/ustranenie-nalipaniya-grunta-na-rabochie-organy-selskoxozyajstvennyx-mashin-s-pomoshhyu-pezokeramicheskix-izluchatelej> (Дата обращения 05.09.2020)

УДК 658.5.012.14

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ ДРОБЛЕНИЯ ПО РАЗМЕРУ КОНЕЧНОГО ПРОДУКТА

Четвериков Б.С.¹, Унковский А.Н., Бабкин М.С.¹

¹ ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

На сегодняшний день существуют различные методы и средства автоматизации процесса дробления и сортировки готовой продукции на этапе проектирования. Их адаптация к влиянию внешней среды на изменение параметров на этапе эксплуатации носит систематический характер. Однако постоянное совершенствование и рост уровня микроконтроллерной техники позволяет решать задачи автоматизации технологических процессов при управлении дробильно-сортировочным производством с применением новейших современных методик и средств автоматизации. Всё это требует более подробной проработки самих алгоритмов управления, в частности, по размеру конечного продукта [1, 2].

Ключевые слова: автоматизация, дробильно-сортировочный комплекс, дробилка, управление размером выходной щели, математическая модель.

DEVELOPMENT OF THE STRUCTURAL SCHEME OF CONTROL OF
THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF CRUSHING BY THE SIZE OF
THE FINAL PRODUCT

Chetverikov B.S.¹, Unkovskiy A.N., Babkin M.S.¹

¹ *Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod*

Nowadays there are various methods and tools for automating the process of crushing and sorting finished products at the design stage. Their adaptation to the influence of the external environment on the change in parameters during the operation stage is systematic. However, the constant improvement and growth of the level of microcontroller technology makes it possible to solve the problems of automation of technological processes in the management of crushing and screening production using the latest modern techniques and automation equipment. All this requires a more detailed study of the control algorithms themselves, in particular, in terms of the size of the final product [1, 2].

Key words: automation, crushing and screening production, output slit size control, mathematical model.

Разработка новых подходов к управлению дробильным производством, и, в частности, дробильно-сортировочными комплексом является сложной и важной задачей в области производства дорожно-строительных материалов. Данная задача зачастую сводится к интеграции готовых современных технических средств в уже существующие производственные линии. Однако главным недостатком подобного подхода является значительные материальные и финансовые затраты. Поэтому особой актуальной задачей является разработка новых алгоритмов, позволяющих повысить эффективность производственных линий [1, 2].

Размер выходной щели b^z является основным параметром дробилки, определяющим крупность продукта дробления.

Зависимость размера продукта от размера выходной щели ($z_{вх}$ - входная, $z_{вых}$ - выходная и z - текущая) и производительности дробильно-сортировочного комплекса является сложной зависимостью, определяемой рядом параметров. Поэтому чтобы обеспечивать необходимую крупность продукта дробления $z_0 = z_{вых}$ необходимо управлять этим параметром.

Для того чтобы в щековых дробилках управлять процессом регулирования значений производительности и выходящей крупности дробления необходимо варьировать размер ширины выходной щели, амплитуды и частоты качания щеки [3].

Регулирование процесса дробления с требуемыми значениями крупности и производительности конусными дробилками обеспечивается, как и в щековых, за счет изменения ширины выходной щели, но путем изменения частоты вращения и эксцентриситета дробящего конуса.

Для роторных дробилок регулирование процесса дробления за счет изменения ширины выходной щели осуществляется перемещением отражательных элементов и изменением частоты вращения ротора.

Очевидно, что автоматическое регулирование размера выходной щели и параметров привода, обеспечивает технологическую гибкость при модернизации производства для выпуска продукта дробления в широком диапазоне требуемого фракционного состава.

Управление входным потоком исходного материала Q_{ex} позволяет, после грубой предварительной сортировки, иметь на входе в дробильную установку исходный поток со случайным значением крупности z_{ex} .

Выходной поток продукта дробления $Q_{вых}$ непосредственно связан по объему с входным потоком. Требуемый фракционный состав $z_0 = z_{вых}$ – величина случайная, числовые характеристики закона распределения которой зависят от крупности исходного материала z_{ex} , размера выходной щели b^z , частоты вращения и амплитуды качания (эксцентриситета вращения).

Структурную схему дробления можно представить следующим образом (рис. 1).

Одним из важнейших вопросов при автоматизации дробильного производства является оптимизация управления процессом дробления, обеспечивающая требуемое значение выходных параметров щебня (крупности) при минимальных затратах на производство.

Таким образом, процесс дробления можно приближенно считать некоторым случайным процессом преобразования крупности исходного материала в крупность требуемого фракционного состава продукта дробления. Другими словами, если на вход в дробильную установку поступает исходный материал с некоторой, определённой заранее плотностью распределения крупности, то в дробильной установке происходит преобразование её в плотность распределения крупности продукта дробления, среднее значение которого должно соответствовать требуемому значению крупности.

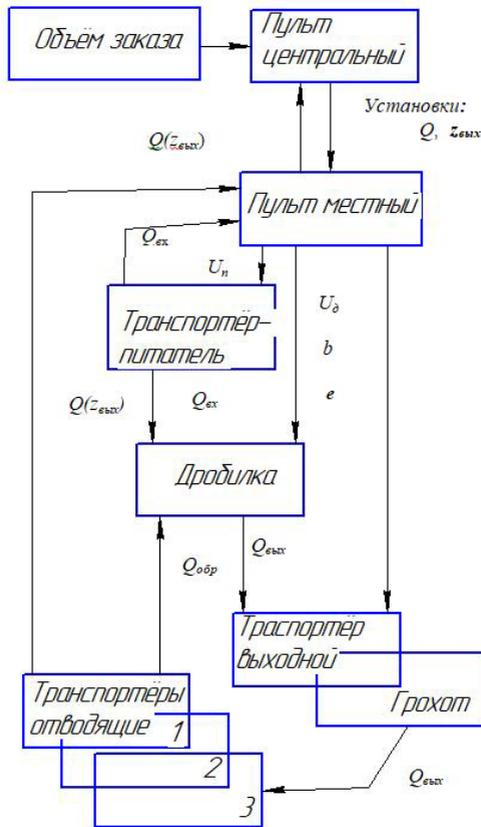


Рис. 1. Структурная схема управления дробильно-сортировочным производством

Исследования процессов дробления показывают, что как случайный входной поток крупности исходного материала в дробилку, так и случайный выходной поток крупности требуемого размера, с точки зрения закона распределения, можно аппроксимировать, с достаточной степенью точности, нормальным законом распределения. Числовые характеристики нормального закона распределения крупности исходного материала для основных типов дробилок, применяемых в промышленности нерудных строительных материалов, полученные путем обобщения данных, приведенных в ряде научных работ и представлены в таблице 1.

Таблица 1

Числовые параметры распределения крупностей для основных типов дробилок

Тип дробилки	$Z_{\min}\text{-}Z_{\max}$, мм	$Z_{\text{вх,ср}}$, мм	σ , мм	Q , м ³ /ч
Конусная среднего и мелкого дробления	40...500	270	77	12...1100
Роторная, молотковая	100...1100	600	163	10...1200
Щековая со сложным движением щеки	210...510	360	50	7...75
Щековая с простым движением щеки	750...1300	1025	92	180...600

Обозначения в таблице 1:

$Z_{\min} \div Z_{\max}$ – диапазон изменения входной крупности,

$Z_{\text{вх,ср}}$ – среднее значение крупности,

σ – среднее квадратическое отклонение крупности – числовые характеристики нормального закона распределения крупности на входе в дробилку,

Q – диапазон изменения производительности дробилки.

К основным параметрам управления дробильных агрегатов относят частоту качания или вращения рабочего органа дробилки и размер выходной щели.

Данные параметры напрямую связаны с параметрами закона распределения и выходной крупности продукта дробления. В связи с этим оптимальное управление данными параметрами необходимо отнести к главным воздействиям, которые влияют на качество продукта дробления.

Частоту качания щековой дробилки и угловую скорость вращения конусной (роторной) дробилки могут быть изменены простым включением или выключением напряжения питания электропривода, так же можно контролировать крупность продукта дробления и производительностью дробилки [4].

Итоговой целью при управлении процесса измельчения, является получение необходимой фракции продукта измельчения, которая характеризуется стохастической характеристикой продукта измельчения. Значит, при управлении процессом автоматизированная система будет владеть средним значением крупности продукта измельчения. При отклонении текущего значения от требуемого значения, производство будет иметь потери продукта. При использовании автоматизированной системы расходы на управление процессом вынуждают находить целесообразные соотношения между производственными потерями продукта измельчения и стоимостью управления в результате аномальности от

требуемого значения крупности. Таким образом, получается что, оптимальность управления получение требуемого значения крупности продукта дробления при минимальном значении суммарных производственных потерь продукта.

Определить максимальный средний суммарный уровень производственных потерь можно записать в виде

$$V(x_0) = r(x_0, a_0) + E[r(X_1, a_1) + \dots + r(X_{n-1}, a_{n-1}) + r_0(X_n)] \quad (1)$$

С помощью метода индукции назад можно определить вид оптимальной процедуры так:

$$V_j(x) = \sup_{a \in A} \left\{ r(x, a) + \int_s V_{j-1}(x') f(x' | x, a) \cdot d\mu(x') \right\} \quad (2)$$

Для любого состояния x -S положим $V_0 = r_0(x)$ и определим функции V_1, V_2, V_n по формуле (3). Тогда

$$V_1(x) = \sup_{a \in A} \{ r(x, a) + E[r_0(X_n) | X_{n-1} = x, a_{n-1} = a] \}, \quad (3)$$

Задача оптимального управления процессом дробления исходного материала заключается в определении последовательных значений u_1, \dots, u_n управления оптимальным образом.

В связи с этим, для оптимизации значения управления u_j на j -м шаге, будем оценивать некоторую функцию ущерба - $j(x_j)$.

Так как в этой задаче управления имеется только конечное число шагов, то оптимальный выбор последовательности значений управления можно осуществить с помощью метода индукции назад. Рассмотрим некоторый шаг j ($j=1, \dots, n$) и допустим, что было наблюденно значение $X_j = x_j$ и надо выбрать значение u_j . Общий ущерб от оставшихся шагов процесса:

$$L_j(x_j) = \sum_{i=j}^n \lambda_j \quad (4)$$

Последний шаг процесса управления (останов), определяется в момент равенства, с определенной точностью, среднего текущего значения крупности требуемому значению.

Конечной целью управления процессом дробления, при принятых допущениях, является получение требуемого значения крупности продукта дробления. Это означает, что в процессе управления автоматизированная система будет иметь информацию только о некотором среднем значении крупности продукта дробления, и несут ли производители производственные потери продукта, вследствие отклонения его текущего значения от требуемого значения.

При практической реализации автоматизированной системы затраты на управление процессом заставляют искать рациональные соотношения между стоимостью управления и производственными потерями продукта дробления вследствие отклонения от требуемого значения крупности. С этой точки зрения оптимальность управления понимается в смысле достижения с некоторой точностью требуемого значения крупности продукта дробления при минимальном значении суммарных производственных потерь продукта.

Список литературы

1. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. - 2011. - № 4. - С. 71-73.
2. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов прессвалковых измельчителей // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2015. - № 4. - С. 83-87.
3. Абдулханова М.Ю., Золотарев С.Ю., Давалос Л.М., Гальвес К.Д. Автоматизированные системы управления дробильно-сортировочным оборудованием // Механизация строительства. - 2015. - № 3. - С. 19-21.
4. Холодилов А.Ю. Математическое моделирование технологических процессов и агрегатов дробильно-сортировочного автоматизированного производства: дис. канд. техн. наук: 05.13.18. - М., 2016. - 223 с.
4. Маринич И.А. Адаптивное согласованное управление дробильно-измельчительным комплексом на базе структуры с распределенными параметрами функции сокращения крупности руды // Вестник Криворожского национального университета. 2017. Т. 1. № 31-1. С. 225-227.

УДК 69.002

ИССЛЕДОВАНИЕ УДЕЛЬНЫХ УСИЛИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ НА РЕЖУЩЕЙ КРОМКЕ НОЖА БУЛЬДОЗЕРНОГО ОТВАЛА

Четвериков Б.С.¹, Унковский А.Н.¹

¹ ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Износ ножей в процессе резания и копания грунта оказывает огромное влияние на энергоемкость самого копания, а также на условия, в которых работает машина. Возникающие при этом зависимости оказывают, в свою очередь, влияние на работоспособность рабочего оборудования машин для земляных работ. Данная статья направлена на исследование одного из таких явлений – удельного усилия, возникающего на режущей кромке ножа отвала.

Ключевые слова: режущая кромка, удельное сопротивление, нож отвала, износ.

RESEARCH OF THE SPECIFIC FORCES ARISING ON THE CUTTING EDGE OF THE BLADE OF THE BLADE

Chetverikov B.S.¹, Unkovskiy A.N.¹

¹*Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod*

The wear of the knives in the process of cutting and digging the soil has a huge impact on the energy consumption of the digging itself, as well as on the conditions in which the machine operates. The resulting dependencies, in turn, affect the performance of the working equipment of machines for earth-work. This work is aimed at studying one of these phenomena - the specific force that occurs at the cutting edge of the blade.

Key words: cutting edge, resistivity, blade, wear.

Ремонт дорожно-строительных машин [1, 2] представляет собой сложный и дорогостоящий процесс, зависящий от множества факторов, таких как: условия и количество часов наработки в эксплуатации, техническое состояние бульдозера, ремонтпригодность основных узлов машины. Для того, чтобы спрогнозировать возможное техническое состояние машины в тот или иной момент времени, необходимо исследовать основные закономерности процессов, возникающих в процессе их эксплуатации [3]. В частности, для бульдозера это процесс резания и копания грунта.

Постоянно растущие темпы совершенствования науки и техники позволяют значительно уменьшить затраты на ремонт, однако методики исследования самих процессов требуют усовершенствования.

Одним из таких явлений, требующим исследования является возникновение и распределение удельных усилий на режущей кромке ножа отвала.

Во время функционирования бульдозера, на него могут действовать силы, имеющие разный характер и величину сопротивления движению.

Для того чтобы произвести определение сопротивления, которое происходит в режиме работы во время срезания или перемещения грунта, необходимо знать к какому роду относится грунт, а также какими характеристиками он обладает. Также немаловажную роль играют габариты отвала и углы его монтажа. Помимо этого, необходимо знать общий вес техники.

Расчет и исследование будем выполнять на примере бульдозера Чэтра Т-11М, базовые характеристики которого приведены в [1].

Тяговый расчет бульдозера позволяет дать оценку возможностям техники во время выполнения транспортировки грунта с подрезанием стружки. Для того чтобы обеспечить нормальную работу машины, необходимо убедиться в том, что выполняются следующие условия:

$$\sum W \leq T_n \text{ и } \sum W \leq T_\varphi \quad (1)$$

В данном случае, T_n выступает в качестве номинального значения силы тяги бульдозера, которая используется на передаче.

$$T_n = 0,8 \cdot \frac{N_{дв} \cdot \eta_T}{V} = 0,8 \cdot \frac{138 \cdot 0,8}{0,58} = 152,2 \cdot 10^3 \text{ Н,}$$

η_T – коэффициент полезного действия трансмиссии;

$V = 0,27$ м/с – скорость движения во время функционирования на первой передаче;

Потребная мощность двигателя, измеряемая в кВт, может быть рассчитана по формуле:

$$N = W_k V / 2700 \eta \quad (2)$$

W_k выступает в качестве суммарного сопротивления передвижению бульдозера и измеряется в Н.

Максимальный показатель тягового усилия по сцеплению с грунтом рассчитывается по формуле:

$$T_\varphi = G_{сц} \cdot \varphi_{сц} = 153036 \cdot 0,8 = 122428,8 \text{ Н,} \quad (3)$$

$G_{сц} = G \cdot \psi_1 = 170800 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 153036$ Н – сцепной вес используемой техники.

$\varphi_{сц} = 0,8$ – коэффициент, обозначающий сцепление движителя техники с грунтом.

Применив методику Домбровского общее сопротивление может быть рассчитано путем сложения всех сопротивлений, которые происходят во время функционирования техники:

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 \quad (4)$$

В данном случае, W_1 – является сопротивлением грунта процессу резания:

$$W_1 = K \cdot F_{\text{CT}} \quad (5)$$

K – является удельным сопротивлением грунта по резанию, кПа.

Для грунта, который относится к 4 категории, удельное сопротивление резанию отвалом бульдозера равняется $K = 200$ кПа.

F_{CT} – является площадью поперечного сечения стружки грунта, которая вырезается.

$$F_{\text{CT}} = B \cdot h_1 \quad (6)$$

где h_1 – глубина на которую осуществляется резание, измеряется в м:

$$h_1 = k_n \cdot \frac{V}{B}, \quad (7)$$

k_n – является коэффициентом потерь грунта, в боковые валики.

V – объем призмы волочения, м^3 .

$$V_{\text{пр}} = L \cdot H_2 / 2 \cdot k_{\text{пр}} \quad (8)$$

где L – ширина отвала;

H – высота отвала, в том числе с учетом козырька.

$k_{\text{пр}}$ – это коэффициент, который зависит от связности и рыхления грунта.

Рассчитаем основные параметры по формулам (3-8):

$$V_{\text{пр}} = 3,288 \cdot 1,6252 / 2 \cdot 0,9 = 4,82 \text{ м}^3.$$

$$h_1 = 0,05 \cdot \frac{4,82}{3,288} = 0,073 \text{ м},$$

$$F_{\text{CT}} = 3,288 \cdot 0,073 = 0,24 \text{ м}^2,$$

$$W_1 = K \cdot F_{\text{CT}} = 200 \cdot 10^3 \cdot 0,24 = 48000 \text{ Н},$$

W_2 – сопротивление перемещению призмы грунта, кН

$$W_2 = V_{\text{пр}} \cdot \gamma_r \cdot \mu_2 \quad (9)$$

$\mu_2 = 0,5$ – коэффициент, обозначающий внутреннее трение грунта;

$\gamma_{\text{гр}}$ – плотность грунта, относящегося к 4-й категории грунта и составляющая $20000 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$,

$$W_2 = 0,5 \cdot 4,82 \cdot 20000 = 48200 \text{ Н},$$

Сопротивление перемещению стружки грунта вверх по отвалу рассчитывается по формуле:

$$W_3 = \mu_1 \cdot V_{\text{пр}} \cdot \gamma_{\text{гр}} \cdot \cos^2 \alpha, \quad (10)$$

$\mu_1 = 0,9$ – является коэффициентом трения грунта по отвалу;
 $\alpha = 55^\circ$ - угол, с которым осуществляется резание ножом;

$$W_3 = 0,9 \cdot 4,82 \cdot 20000 \cdot \cos^2 55^\circ = 28543 \text{ Н},$$

W_4 – сопротивление процессу перемещения бульдозера:

$$W_4 = G \cdot f, \quad (11)$$

f – коэффициент сопротивления перемещению движителей трактора;

$$W_4 = 20800 \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 20404,8 \text{ Н},$$

W_5 – сопротивление, определяющее трение ножа о грунт, Н.

$$W_5 = \mu_1 \cdot (R_x \cdot t g \sigma + G_1) \quad (12)$$

R_x – горизонтальная составляющая результирующей силы сопротивления копания, Н;

$$R_x = k_m \cdot T_H \quad (13)$$

k_m – коэффициент показывающий использование тягового усилия;

$$R_x = 0,8 \cdot 85700 = 68560 \text{ Н},$$

σ – угол наклона, результирующей силы сопротивления на отвале, во время резания и перемещения грунта имеющего высокую плотность.

$$W_5 = 0.5 \cdot (68650 \cdot 0.305 + 25000) = 22969,1 \text{ Н};$$

Полное сопротивление процессу перемещения техники во время ее функционирования:

$$\sum W = 48000 + 48200 + 28543 + 20404,8 + 22969,1 = 168116,1 \text{ Н},$$

Расчетная мощность двигателя, кВт, определяется:

$$N = 168116,1 \cdot 0,27/1000 \cdot 0,9 = 50,4 \text{ кВт},$$

$$N < N_{\text{бм}};$$

$$50,4 \text{ кВт} < 138 \text{ кВт}.$$

Запас мощности двигателя при работе с максимальной нагрузкой достаточен.

Далее необходимо рассчитать удельные усилия на режущей кромке.

Данный параметр рассчитывается по формуле:

$$q_p = T_{\text{нб}}/B = 220/3,288 = 66,9 \text{ кН/м} \quad (14)$$

Удельное напорное усилие: $q_n = 40..45 \text{ кН/м}$

Длина отвала, которая принята в соответствии с техническими параметрами используемой техники $B = 3,288 \text{ м}$.

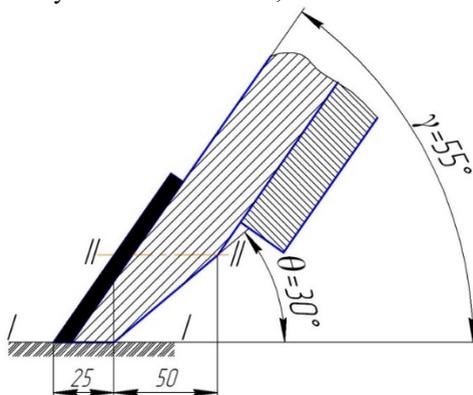


Рис. 1. Нож отвала бульдозера

$\theta=30^\circ$ - задний угол, во время основной установки отвала;
 $\gamma=55^\circ$ - угол, при котором выполняется резание.

Удельное вертикальное давление на режущей кромке ножей, которые подверглись износу, а также неизношенных, кН/м^2 :

$$q_B^{I-I} = \frac{P_z}{F_{I-I}} = \frac{P_z}{l_{I-I} \cdot B}; \quad q_B^{I+II} = \frac{P_z}{F_{I+II}} = \frac{P_z}{l_{I+II} \cdot B} \quad (15)$$

$$q_B^{I-I} = \frac{2 \cdot 10^3}{0,0 \cdot 2 \cdot 3,2 \cdot 8} = 316,66 \text{ кН/м}^2$$

$$q_B^{I-II} = \frac{2 \cdot 10^3}{0,0 \cdot 5 \cdot 3,2 \cdot 8} = 158,33 \text{ кН/м}^2$$

Т.к. $q_B = 316,66 > 35$, тогда принимаем $q_B = 35 \text{ кН/м}^2$

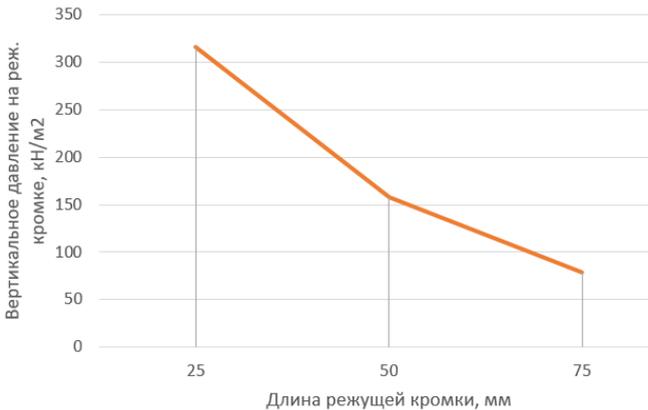


Рис. 2. График зависимости удельного вертикального давления q на режущей кромке l ножей от длины кромки

При длине режущей кромки, в процессе резания грунта стремящейся к нулю, удельное давление на нее будет увеличиваться по графику зависимости, изображенному на рисунке 2.

Согласно [4] износ ножа происходит по всей площади контакта равномерно, то есть носит линейный характер. Ученый Рейш А.К. в своих исследованиях [5] получил эмпирическую зависимость, описывающую процесс износа для ножа ЗТМ, согласно которой износ происходит линейно на всём промежутке работы ножа в абразивной среде, что

не учитывает динамику износа. Поэтому наиболее полная характеристика процесса изнашивания РО может быть представлена в виде зависимости $h_{из}=f(t)$, где $h_{из}$ – износ детали, t – её наработка.

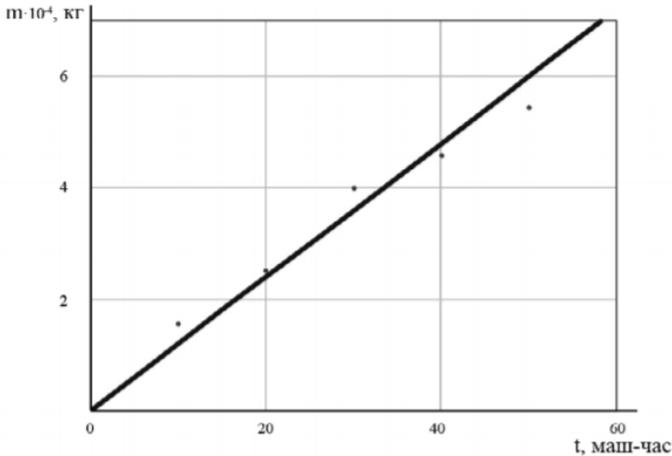


Рис. 3. График зависимости износа m режущего элемента от времени t его работы в абразивной среде

Таким образом, вертикальное удельное давление, а также время работы режущей кромки в абразивной среде являются основными параметрами, влияющими на износ режущих кромок рабочего оборудования. Полученные зависимости изменения износа от времени наработки в абразивной среде позволяют дать предпосылки для дальнейшего прогнозирования продолжительности работы бульдозера до момента окончательного разрушения режущего элемента.

Список литературы

1. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. - 2011. - № 4. - С. 71-73.
2. Романович А.А. Исследование процесса помола материалов предварительно измельченных в прессвалковом измельчителе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2015. - № 5. - С. 150-155.
3. Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования : лабораторный практикум : учебное пособие по дисциплинам "Эксплуатация, ремонт и испытания подъемно-транспортных, строительных,

дорожных средств и оборудования" и "Техническая диагностика подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования" для студентов очной и заочной форм обучения специальности 23.05.01-Наземные транспортно-технологические средства и направления бакалавриата 23.03.02-Наземные транспортно-технологические комплексы / А. А. Романович. - Белгород: Издательство БГТУ им. В. Г. Шухова, 2016. - 92 с.

4. Щукин А.В. Снижение износа режущих элементов землеройно-транспортных машин / А.В. Щукин // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Сер.: Подъемно – транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование : сб. науч. тр. – Днепропетровск : ВГУЗ ПГАСА, 2013. – Вып.72 – С. 284–290.

5. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин / А.К. Рейш – М.: Машиностроение, 1986. – 184 с.

УДК 621.86.065

ИННОВАЦИИ В СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ: ПРОИЗВОДСТВО И ПРИМЕНЕНИЕ В УЗБЕКИСТАНЕ СТРОП ИЗ ТЕКСТИЛЬНЫХ ЛЕНТ И КОМБИНИРОВАННЫХ КАНАТОВ

Юнусалиев Э.М.¹, Абдуллаев И.Н.¹, Ахмедов Ж.Д.¹, Рахманов Б.К.¹

1. Ферганский политехнический институт, Узбекистан

Рассмотрены проблемы, основные задачи перспективы исследования и расширения производства грузозахватных приспособлений из тканых синтетических лент и канатов. Даны предложения по эффективному использованию их в подъемно-транспортном оборудовании, эксплуатируемом в различных отраслях хозяйственной деятельности Республики Узбекистан.

Ключевые слова: подъемно-транспортное оборудование, грузозахватные приспособления, стропы, тканые синтетические ленты и канаты, исследования, нормативно-технические документы.

INNOVATIONS IN CONSTRUCTION TECHNOLOGY: PRODUCTION AND APPLICATION IN UZBEKISTAN OF TEXTILE TAPES AND COMBINED ROPES SLINGS

Yunusaliyev E.M.¹, Abdullaev I.N.¹, Akhmedov Zh.D.¹, Rakhmanov B.K.¹

1. Fergana Polytechnic Institute, Uzbekistan.

Reviewed problems, primal problems and prospects of a research and expansions of production of load gripping devices from woven synthetic tapes and ropes are considered. Offers on effective use them in the hoisting-and-transport inventory operated in various branches of economic activity of the Republic of Uzbekistan are given.

Key words: hoisting-and-transport inventory, load gripping objects, slings, woven synthetic tapes and ropes, researches, normative and technical documents

Задачи перехода на инновационный путь развития четко ставится руководством нашей страны повсеместно и повседневно [1]. Много делается на государственном и региональном уровнях. Растут затраты бюджета страны на науку. Государственные корпорации, крупные частные компании принимают свои программы инновационного развития. В различных регионах страны начинают применять современные наукоемкие технологии. Правовая база для инновационного роста в Узбекистане создана. Изданный Указ Президента Республики Узбекистан №УП-5577 от 14.11.2018 года «О дополнительных мерах по совершенствованию государственного регулирования в сфере строительства» дает новый импульс в привлечении современных технологий, в развитии здоровой конкурентной среды, в привлечении отечественных и зарубежных инвестиций, реформировании нормативной базы в строительной сфере.

При непрерывном ускорении научно-технического прогресса, инновационных технологий и применении современного сложного высокопроизводительного оборудования и материалов необходимы большая точность монтажа строительных конструкций, технологического оборудования, погрузо-разгрузочных работ и высокая квалификация монтажников, внедрение эффективных методов выполнения монтажных работ с использованием более совершенных грузоподъемных средств, способствующих значительному сокращению сроков и снижению стоимости работ. В этом русле – подготовка новых отрядов монтажников и постоянное повышение их квалификации и мастерства также являются важнейшей задачей [2]. В настоящее время существуют много различных технологий использования как такелажного оборудования, так и грузозахватных приспособлений (ГЗП). К примеру – по функциональному назначению – строповка груза ветвью стропа «удавкой», где строп выполняет функции и соединительного элемента, и захвата. Принцип взаимодействия захвата с грузом – обхватывающий. Таким образом, один строп подпадает под всю классификацию одновременно и является самодостаточным элементом.

Известно, что металлические стропы при воздействии больших нагрузок не в состоянии принять первоначальный вид, а при некоторых видах остаточной деформации их вообще необходимо изымать из обращения. На рисунке 1. представлены такие характерные дефекты, образующиеся на стальных тросах независимо от нормативных сроков

их эксплуатации, как корзинообразная деформация, выдавливание сердечника, перегиб каната, перекручивание каната [3].

	Корзинообразная деформация
	Выдавливание сердечника
	Выдавливание прядей: а — в одной пряди; б — в нескольких прядях
	Местное увеличение диаметра каната
	Раздавливание каната
	Перекручивание каната

Рис.1. Дефекты в виде корзинообразной деформации, выдавливания сердечника, выдавливание прядей, перегиб каната, перекручивания каната

В таблице 1 представлен проведенный нами анализ применения, планового списания и преждевременных выбраковок стальных тросов различного диаметра за 2018 год по механизированной колонне в г. Фергане.

Таблица 1

Ø стальных тросов	Использование за год			Плановое списание за год		Преждевременная выбраковка за год	
	Цена 1 м.	Кол-во	Цена	П.м.	сум.	П.м.	сум.
16,5	18400	200	3680000	100	1840000	50	920000
21,0	28350	200	5670000	100	2835000	50	1417500
24,0	35900	200	7180000	100	3590000	50	1795000
28,0	49750	200	9950000	100	4975000	50	2487500
32,0	61800	200	12360000	100	6180000	50	3090000
	Итого:		38840000		19420000		9710000

Из таблицы видно, что если плановые списания составляют 50 % от используемых тросов, то преждевременные выбраковки составили 25 % от использованного объема тросов за год. В сумме объем списанных и выбракованных тросов составляет около 30 млн. сумов. Если учесть, что по республике работают около ста таких механизированных подразделений, и ещё сотни промышленных предприятий и складских хозяйств, имеющих мостовые, порталные и козловые краны, то приведенная цифра перерастает в десятки млрд. сумов. Собственно этот фактор, на ряду со многими преимущественными факторами приводит многие страны к совершенствованию ГЗП за счет применения синтетических текстильных лент и канат (СТЛК).

На строительном факультете Ферганского политехнического института ведутся исследования, как по изучению упругих характеристик текстильных строп, так, и по производству и испытанию их технических характеристик.

Основным методом исследования строп является изучение таких деформационных характеристик, как упругость, ползучесть и релаксация тканых синтетических лент из которых собственно собираются грузозахватные стропы.

Из-за своей гибкости, синтетические текстильные стропы менее подвержены деформированию. Текстильные стропы достаточно быстро приобретают исходную форму. Данное обстоятельство напрямую влияет на срок службы; у текстильных стропов при бережном отношении он намного выше, чем у стальных канатных. Полимерному материалу, из которых они изготовлены, практически незнакомо такое свойство, как «усталость» [4].

Благодаря развитию производства высокопрочных синтетических волокон использование текстильных строп стало доступным для различных строительных объектов, заводов, предприятий строительной индустрии. В настоящее время текстильные стропы становятся все более популярными грузозахватными приспособлениями. Легкость, гибкость и высокая грузоподъемность данного вида строп позволяет решить множество задач в сфере подъема и перемещения грузов, которые до недавних пор считались невыполнимыми.

В некоторых случаях они являются единственно возможным приспособлением для обвязки и строповки груза. В большей степени это касается грузов, нуждающихся в бережном обращении.

В качестве временных расчалок и оттяжек прежде использовали тросы и пеньковые канаты, которые в настоящее время тоже преимущественно заменены синтетическими лентами и канатами. Получение таких лент в свою очередь зависит от успехов в области физики, химии и химической технологии, металловедения и других материаловедческих наук [5].

В различных исследованиях [6] рассматриваются физические свойства синтетических лент и канат для различных целей. Проводятся исследования предела прочности при растяжении и изгибе в зависимости от диаметров соприкасаемых грузов, процесса истирания в месте соприкосновения между синтетическим стропом и стальной частью [7]. Гладкая стальная поверхность становится абразивной для синтетических волокон лент и канатов. В связи с этим имеются различные исследования:

- по использованию взамен роликов из углеродистой стали ролики из синтетических материалов;

- по применению эмпирической модели для прогнозирования срока службы СТЛК при циклическом изгибе;
- по определению предела прочности на разрыв и удлинение СТЛК при различных температурах;
- по измерению прочности на разрыв и расширению СТЛК, при различных температурах (от -40 до +60°C) с целью определить температурный диапазон их применения;
- по увеличению прочности СТЛК на разрыв с добавлением различных волокон (кокосовых, пеньки, кенафа и сизаля);
- по применению СТЛК в стационарных погрузо-разгрузочных работ на мостовых, порталных и козловых кранах;
- по применению СТЛК в таких устройствах как – шахтные подъёмники, автомобильное, воздушное, железнодорожное, водное транспортирование, средства индивидуальной защиты при работе на высоте, по использованию СТЛК при разборке завалов в экстремальных ситуациях [8].

Благодаря появлению на рынке недорогих текстильных строп из полиэфирной или полипропиленовой тканых лент промышленностью освоен выпуск современных многооборотных средств строповки и стяжных грузовых ремней. Эти материалы устойчивы к воздействиям влаги, тепла, света, обладают высокой морозостойкостью, не подвержены воздействию химических веществ, масел и органических растворителей. Основное преимущество текстильных лент и канатов – это небольшая масса, не переплетаются и не спутываются между собой, износостойки, легко очищаются при загрязнении, способны выдерживать нагрузки до 100 тн., а это делает их незаменимыми при строповке или закреплении тяжелых грузов, при этом не повреждая поверхность.

Итак выделим основные преимущества тканых лент и канатов [4]:

- сохранность груза: грузы (особенно с мягкими кромками или тщательно подготовленными поверхностями) меньше повреждаются при подъеме. Именно это свойство – лучшая характеристика СТЛК, так как они бережно огибают изделие и не портят его;
- малый вес: СТЛК значительно легче металлических. Это свойство особенно заметно при работе со стропами большой грузоподъемности. Легче производить перемещение самого стропа, легче заводить под груз, легче цеплять к крановому крюку. Кроме того, текстильные стропы позволяют экономить не только человеческие ресурсы, но и время, затраченное на погрузочно-разгрузочные работы;
- безопасность: на СТЛК не бывает заусенцев, острых кромок и выступающих поврежденных проволочек, приводящих к травмам. Как

следствие – экономия средств на оплату временной нетрудоспособности и уменьшение простоев на рабочем месте;

- высокая износостойкость и стойкость к деформации: СТЛК, по сравнению с металлическими, имеют большую износостойкость многократным сгибам и разгибам в одном месте;

- СТЛК менее подвержены деформационным изменениям, воздействию абразивных материалов, воздействию многих химических веществ (кислот, щелочей, окислителей, морской воды);

- компактность: СТЛК легко и удобно свертывать и хранить. Металлические стропы невозможно свернуть аккуратно, так как они обладают пружинящими свойствами, их очень трудно перемещать с места на место. Всех этих недостатков лишены текстильные стропы. Их можно свертывать как угодно, при этом они не распрямляются и не переплетаются друг с другом;

- следует отдельно отметить, что в настоящее время текстильные синтетические материалы технического назначения покрывают световозвращающими (СВ) покрытиями с СВ нитями. СТЛК с такими покрытиями устойчивы к влиянию внешней агрессивной среды, не боятся солнца, защищены от влияния воды, нефти, масел, растворителей, химически активных веществ. Кроме того, для обеспечения повышенной безопасности для применения СТЛК, на них наносят специальные эффекты световозвращения путем вплетения в них специальных СВ нитей, либо пришивкой СВ лент [5].

Наряду с перечисленными преимуществами у СТЛК есть и недостатки:

- они боятся открытого огня;
- могут получить сквозные прожоги от капель жидкого металла, образующихся при сварке;
- для них опасны высокие концентрации щелочей и кислот, которые при длительном их воздействии вызывают повреждения;
- искусственные волокна СТЛК теряют свои качества под влиянием ультрафиолетового излучения;
- СТЛК не стойки к порезам.

Несмотря на перечисленные недостатки главным преимуществом безопасности надо отметить то обстоятельство, когда при разрыве СТЛК благодаря расположению основных несущих волокон, разрушается в направлении приложения усилия, в то время как поведение стального канатного стропа в такой же ситуации «непредсказуемо» и может привести к несчастному случаю [9].

Обзор и изучение нормативной базы по использованию ГЗП на основе СТЛ показывает существенный пробел в этом направлении. Так,

свыше 40 лет назад был учрежден ГОСТ 10293-77 «Канаты капроновые» на который основывался выпуск неметаллических стропов. Особую роль в системе государственного надзора выполнял Госгортехнадзор, который осуществлял контрольную и нормотворческую деятельность.

2016 году Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (Россия) был принят стандарт ГОСТ 34016-2016. «Краны грузоподъемные. Грузозахватные приспособления. Требования безопасности». За принятие настоящего стандарта проголосовало 8 стран СНГ (Армения, Беларусь, Грузия, Казахстан, Киргизия, Россия, Таджикистан, Узбекистан).

В последнее десятилетие на рынок нашей страны активно поступают ГЗП на основе СТЛК и комплектующие для их производства из-за рубежа, выполненные по стандартам России, США и Европы. К сожалению, стандарты, разработанные еще в прежние времена устарели, не отражают мировых тенденций развития данной отрасли, не учитывают стремительно изменяющуюся технологическую базу производства, а также новые материалы, поступающие на строительный рынок.

В России стропы на основе СТЛК изготавливают в соответствии с требованиями РД 24-СЗК-01-01 «Стропы грузовые общего назначения на текстильной основе» из лент своего производства или импортной. Популярны текстильные стропы «Севканат», ГУМП «НИИ парашютостроение», InkaOu (Финляндия), Certex (США), SpanSet, IndustrialProducts, GehontundHebetechnik, CarlStahlGmbH, Geron (все-Германия), LANEXCZ, Spol. S.r.o. (Чехия), Lemens (Голландия) и др. Однако, чтобы снизить их стоимость, многие компании шьют в собственных цехах стропы грузоподъемностью от 0,5 ÷ 20 тн. из СВМ материала зарубежного производства. Среди таких компаний отмечается Московское ООО НПП «Полипрон» и Орловский производственный дивизион холдинг ЗАО «Промсталь». Они выпускают все виды этой продукции грузоподъемностью до 15 тн. и длиной до 20 м. из полиэстера и полиамида. Среди продукции этой фирмы есть ленточные и канатные стропы, которые используются в самых разных отраслях промышленности и на транспорте [3]. В нашей Республике в наличии есть производство полипропилена и полиэтилена выпускаемого Устьюртским газохимическим комплексом, сырье, которое по своим характеристикам не уступает зарубежным аналогам [10].

В последнее десятилетие в Узбекистане используют преимущественно ветви стропов из стальных канатов, они составляют 98% общего количества всех используемых стропов. А в России этот показатель составляет 70%, в то время как в Германии, их доля за это время

резко сокращается и составляет 30%. Сегодня в Германии стальные канатные стропы практически нигде не встречаются (цепные используются), с каждым годом здесь увеличивается применение текстильных стропов.

В настоящее время в каждой территориальной области республики частные компании и фирмы применяют сотни современных грузоподъемных механизмов, а по всей республике их тысячи, это: - башенные, порталные, козловые и мостовые краны; - краны на гусеничном и пневмоколесном ходу; - автомобильные краны; - переносные, передвижные, приставные краны подъемники, мини погрузчики, самоходные шасси, трактора со стреловым оборудованием, всевозможные манипуляторы и др. Это подтверждается результатами проведенного статического сбора, обработки и анализа числа подъемно-транспортного оборудования (ПТО) по Ферганской области за последние 10 лет, которые представлены на рис.2.

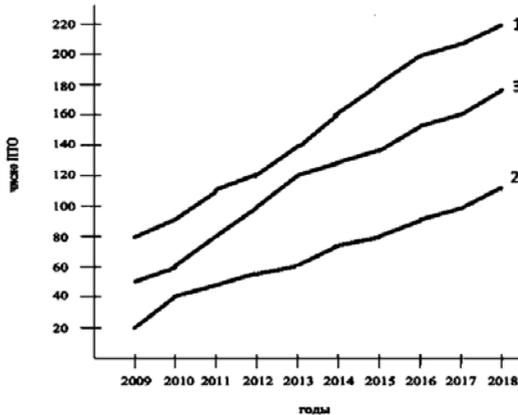


Рис. 2. Увеличение численности парка ПТО в Ферганской области за 2009-2018 гг., 1- автокраны; 2- прочее ПТО; 3- башенные строительные мостовые, козловые краны

Их число постоянно растет, и к ним ещё добавляются много механизмов зарубежных фирм и компаний осуществляющих строительномонтажные работы в Узбекистане (АЭС, Ташкент СИТИ и др.). Хотя они сами обеспечивают себя грузоподъемной оснасткой и несут собственную ответственность за безопасность. Известно, что удельный вес операций такелажа при монтажных процессах составляет 35-40% от общего объема этих процессов.

Потребность в ГЗП возрастает также и за счет роста объемов грузо-разгрузочных работ в складских условиях, на авто-авиа и железнодорожном транспорте, других производствах и сферах хозяйствования.

Для этого парка грузоподъемных механизмов постоянно требуется надежный и качественный комплект оснастки. Даже при удачном сочетании использования стальной оснастки с синтетическими, объем потребления этого комплекта значителен. Если учесть, что в среднем на один подъемный механизм требуется оснастка на 8-10 млн. сум в год, а амортизационные отчисления на механизм производятся в течении 10-15 лет, то страна затрачивает только на такелажную оснастку десятки млрд. сум. И эта узкоспециализированная область знания требует исследования. Традиционный кольцевой строп грузоподъемностью 12,5 т. и рабочей длиной 5 м. должен быть выполнен из стального каната диаметром 39 мм. имеет массу 75 кг., то его текстильный аналог весит примерно 15 кг. Подсчитано, что при использовании строп даже с минимальной интенсивностью и при условии выбраковки одного 4^х ветвевого стропа с диаметром троса 39 мм весом 75 кг в течение одного календарного года на все грузоподъемные средства затрачивается около 1000 тн. стальных тросов.

В таблице 1.9. мы представили сравнения показателей стальных и синтетических строп только по пяти типам строп.

Таблица 2

№	Тип стропа	Длина стропа, м	Стальной строп		Синтетический строп	
			Вес стропа, кг	Ø троса, мм.	Вес стропа, кг	Ширина-стропа, мм.
1.	Петлевой	2	12	16	0,5	60
2.	Кольцевой	2	12	16	1,0	60
3.	Одноветвевой	3	39	22	1,2	60
4.	Двухветвевой	3	51	22	1,3	60
5	Четырех ветв.	3	75	22	1,5	60

Эти обстоятельства влияют на позиционирование ГЗП на основе СТЛК как самостоятельный вид продукции, имеющий свою классификацию по назначению, конструкции, отраслевому применению, грузоподъемности и т.д. К тому же ГЗП являются опасной продукцией, и в связи с этим должны иметь минимально установленные требования в виде нормативно-технических документов. А это в свою очередь будет

соответствовать государственной политике обеспечения безопасности продукции [11].

Учитывая ту ситуацию, когда отечественный рынок заполняется ГЗП Российского производства, выпуск которых основывается на требованиях НТД, принятых на основе Европейских норм (ЕН), возникает пробел в использовании этой продукции, т.е. отсутствует типоразмерный ряд и номенклатурная база. Отсутствуют также требования по виду и типу, необходимости и наличию разрешительных документов на ввозимую продукцию (захваты, текстильная лента и канаты, концевики и т.п.).

Итак, для достижения современного технического уровня применения ГЗП на основе СТЛК необходимо провести работу по формированию собственной (отечественной) системы стандартов ГЗП. Это послужит основой, стимулирующей строительное производство к технологическому перевооружению. При этом эффект от применения этих стандартов должен однозначно превысить затраты на их использование. В противном случае, положительный эффект не будет достигнут. Так как, можно де-юре урегулировать вопросы применения СТЛК, тогда как де-факто они уже давно применяются на рынке Узбекистана. При таком состоянии вопроса становится актуальным внесение предложений по совершенствованию существующей и разработке новых нормативов по использованию синтетических строп, а также внедрению единых терминов и определений, как на русском, так и на узбекском языках [12].

Исследования в этом направлении дают возможность производства из местного сырья СТЛК и их широкого применения открывают перспективы сокращения затрат труда при производстве погрузочно-разгрузочных операциях, повышении культуры и экологичности производства, и в конечном итоге достижения импортозамещения.

Список литературы

1. Указ Президента Республики Узбекистан №УП–5544 21.09.2018 г. “Об утверждении стратегии инновационного развития Республики Узбекистан на 2019–2021 годы”.
2. Гордин Ж.Г. Повышение эффективности использования монтажных кранов. ЦНИИОМТП. Москва, Стройиздат, 1986 г.
3. Сулейманов М.К., Сабирьянов Н.А. Стropальные и такелажные работы в строительстве и промышленности, М. Издательский центр «Академия», 2007 г.
4. Степанова Е.Ю., Мельников В.И. Инновационные и наукоемкие технологии в многофункциональном холдинге по производству текстильных строп и комбинированных канатов (на примере ЗАО “Промсталь”, г. Орел). Инновации и кадры в машиностроении. №3, 2013 г.

5. Зеленкова Т.Н., Козлова О.В. Световозвращающие текстильные материалы на основе отечественных ТВВ. Национальная ассоциация ученых (НАУ) №10 (26), 2016.
6. Ивашков Н.И., Прусов А.Ю. Анализ структуры и содержания стандартов на стропы и компоненты. Подъемно-транспортное дело, 2013, №5, 6 (75), с. 21-24.
7. Сулейманова Л.А., Рахманов Б.К., Кочерженко В.В., Солодов Н.В. “Перспективные направления развития технологии такелажных работ с использованием стропов на текстильной основе”. Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, №7. 2018 г. БГТУ, Россия, ФерПИ, Узбекистан.
8. Иодчин А.С. Селезнев Н.С. “Современные системы стропов”. Журнал безопасности труда в промышленности, №НПЦ “Камро”, Госгортехнадзор России. №9, 2003.
9. Прусов А.Ю. “Стандартизация грузозахватных приспособлений”, текущее состояние. Ярославский ГТУ. Международный журнал. №1 (67) часть 1.
10. Рахманов Б.К., Абдуллаев И.Н. Проблемы производства и применение грузозахватных приспособлений из синтетических лент и канатов в Узбекистане. Подъемно-транспортное дело. 2018. №6 (95). С. 5-7.

УДК 621.86.065

СОСТАВНЫЕ КОМПОНЕНТЫ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКИХ ТКАНЫХ ЛЕНТ ДЛЯ ГРУЗОЗАХВАТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Юнусалиев Э.М.¹, Абдуллаев И.Н.¹, Рахманов Б.К.¹, Алаханов З.М.¹

1. Ферганский политехнический институт, Узбекистан.

Работы по изучению деформационных свойств материалов основываются на фундаментальной теории упругости и ползучести [1]. Изучение исследований в области деформационных свойств синтетических тканых лент (СТЛ) показало следующие направления:

- изучение, усталости, прочности, ползучести и вязко упругости СТЛ [2];
- исследование макроструктуры, прочности и механизма разрушения СТЛ [3];
- прогнозирование процессов деформации СТЛ [4];
- расчетно-экспериментальная оценка механической работы при деформировании СТЛ [5];
- определение влияния уровня предварительного деформирования на жесткость материала СТЛ [6].
- определение тепло - морозостойкости и прогнозирование вязкоупругих процессов в СТЛ в условиях изменяющейся температуры;
- определение устойчивости СТЛ солнечному свету (ультрафиолету), к влаге, к воде и микроорганизмам.

На ряду с опытно-исследовательскими работами по изучению свойств и характеристик синтетических тканых лент проведен анализ мирового выпуска полимерных материалов [7]. В табл. 1. представлены полимеры, являющиеся сырьем для получения исходного материала.

Таблица 1

№ п/п	Материал	Краткое наименование	Другое названия, торговые марки, страна производитель
1	2	3	4
1	Полиамид	ПА, РА (eng)	Найлон, Капрон
2	Полиэфир	РЕТ, PES	Полиэстер, Лавсан, Терилен, Дакрон
3	Полипропилен	PP	СВМ- Россия
4	Полиэтилен	PE	Руссар С, Руслан-Россия
5	Арамид	РРТА	Kevlar-США, Technora-Япония, Twaron-Нидерланды
6	Высокомолекулярный полиэтилен	HMPE, HPPE	Spektra-Германия, Duneema-США, Trevo-Швеция

Из этих полимеров местным сырьем являются полипропилен и полиэтилен, выпускаемые УГХК [8]. Проведены эксперименты над волокнами и нитями, полученными из этого сырья. В табл. 2. представлены характеристики свойств волокон и нитей, в сопоставлении с известными и проводимыми экспериментальными данными.

Таблица 2

№ п/п	Характеристики	Известные		Экспериментальные	
		Полиэтилен	Полипропилен	Первичное сырье	
				Полиэтилен	Полипропилен
1	2	3	4	5	6
1.	Удельный вес гранул, г/см ³	1.14	0.92	1.05	0.95
2.	Температура плавления, С°	215	170	205	175
3.	Морозостойкость, С°	-50	-20	-50	-25
4.	Рабочая температура, С°: - максимальная - минимальная	100	80	100	80
		-50	-20	-50	-20

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6
5.	Разрывная прочность, - волокон сN/dtес. - нитей	5,2-6,8 6,2-8,2	5,0-6,5 6,1-6,6	5,5-7,5 6,1-8,1	5,0-6,3 6,05-7,0
6.	Относительное удлинение при разрыве, %	22-24	20	13,4	15,5
7.	Устойчивость к солнечному свету (ультрафиолету), 1-10	8	6	8	6
8.	Сопротивление истиранию (износостойкость), 1-10	8	4	8	5
9.	Модуль упругости при растяжении н/текс.	85-92	65-68	88-25	75-78
10.	Ползучесть за 6 месяц %	2,4	2,3	1,15	1,10

Из таблицы 2 видно, что показатели экспериментальных материалов приближенно не уступают известным.

Следующим этапом явилась разработка новой ткацкой схемы ленты основой которой служит ПП нить. По сконструированной схеме изготовлена лента, за основу которой приняты местные материалы: - основу составляет полипропиленовая нить плотностью 400 текс. (1 текс. масса 1000 м. нити в граммах); - за уток принята нить полиэтиленовая, жгутовая – крученая, плотностью 250 текс. Ширина ленты составляет 60 мм, её плотность (число нитей) на основе – 96 на 60 мм, линейная плотность 180 гр/м.

Используя кольца и крюки Российского производства, применяемые для подъема грузов массой: – кольцо – до 8 т.; крюки – до 2х т., (с коэффициентом запаса прочности 1 : 7), был изготовлен 4 х ветевой строп. Петли лент стропа ушивались в соответствии с ГОСТ [9]. Допустимая исследованиями грузоподъемность 4х ветевого стропа 4 т., т.е. по 1 т. на каждую ветвь.

Натурные испытания СТЛ стропов основывались на моделировании реальных условий их эксплуатации. В процессе использования стропа число циклов «нагрузка–выдержка–разгрузка» составляло 10, а время выдержки под нагрузкой составляло не более – 10 мин. Для проведения натурных испытаний стропов использовались фундаментные блоки ФБС–24.3,6.–Т с монтажными петлями, массой 1,0 т. На нижних и верхних острых углах блоков закреплялись разработанные и изготовленные автором полиэтиленовые накладки с направляющими пазами, имеющими округление радиусом $R=20$ мм.[10].

Для подъема блоков использовали автомобильный кран ЗИЛ с крановым механизмом «Ивановец» с $Q_{max}=16$ тн. оснащенный динамометром – ДПУ–200–2 с ценой деления 1 кН. При допустимой грузоподъемности 4х ветвевого стропа 4 т., их нагружение осуществлялось до 8 т., путем объединения 8 фундаментных блоков стальными тросами – $\varnothing 22$ мм. Нагружение стропов осуществлялось с подъемом груза на 5–10 см. от поверхности земли, с выдержкой при максимальной нагрузке в течение 600 сек. И с количеством циклов $N=10$.

Для исследования процесса накопления повреждений в материале лент применен испытательный стенд GUNT 20 VP–300 немецкого производства (рис.1.).

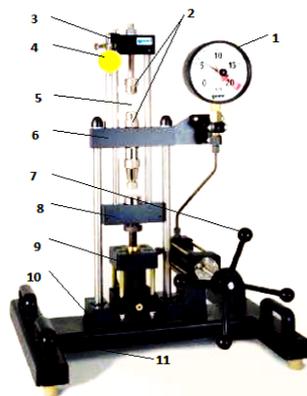


Рис.1. Универсальная установка для испытания материалов GUNTWP-300

Образец неповрежденной ленты нагружался до заранее принятого значения и выдерживался в таком состоянии до разрушения. Время от момента достижения нагрузкой заданной величины до разрушения регистрировалось. Длина рабочей части образца ленты составляла 200 мм.

Для создания однородного напряженного состояния рабочей части исследуемых образцов обеспечено такое крепление образца в захватах испытательного стенда, чтобы его разрушение происходило в рабочей части в зоне равномерного деформационного поля. В результате анализа возможных способов крепления ленты в захватах испытательного стенда предложен эффективный способ её фиксации на основе комбинированного зажима. Устройство позволяет заправлять ленту без перекосов и складок, что обеспечивает её равномерное деформирование в процессе нагружения.

Предварительные испытания на существующих захватах не позволяют, во первых, избежать перекоса, а следовательно, неравномерности нагружения волокон основы ленты и, во – вторых, зачастую приводят к разрушению ленты в зажимных щечках, что искажает величину истинного разрывного усилия и требует проведения повторных испытаний.

Для закрепления образца в захвате конец ленты оборачивается вокруг цилиндрической втулки и заправляется в сквозной паз, где фиксируется и зажимается с помощью двух пластин. Параллельность цилиндрических втулок обеспечивают однородность напряженно-деформированного состояния ленты в рабочей части. (Рис.2.).

Относительная погрешность измерения нагрузки не превышала $\pm 1\%$ измеряемого значения. Длина рабочей части образца ленты составляла от 100 до 200 мм. При этом важно было учитывать возможную погрешность результатов, обусловленную наличием в ленте технологических дефектов, вид и количество которых регламентируются.

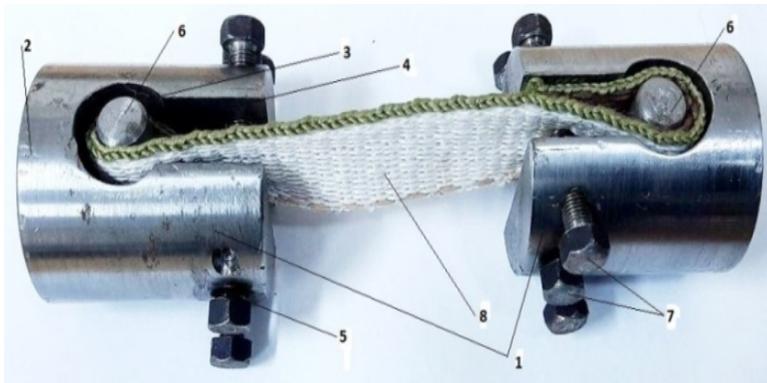


Рис.2. Устройство- “цилиндрические держатели”. 1-цилиндрическое устройство, 2- отверстие, 3-сквозное отверстие,4-прорез, 5-отверстие, 6-пластина, 7- втулка, 8- болт, 9-испытуемая лента

Дефекты в виде недосеки в 1–2 нити могут наиболее существенно влиять на снижение прочности ленты. Результаты испытаний СТЛ строп сведены в табл. 3, полученные значения разрывного усилия “Р” и его стандартного отклонения “ σ ” разрушающее напряжение для образцов ленты в исходном состоянии, с дефектами и вырезанных из стропов после наработки – в табл. 4.

Таблица 3

Результаты натуральных испытаний СТЛ стропов

№ стропа	Количество образцов	N, цикла	Pmax, kH	t выд., с.	Примечание
1	1	10	18,0	600	Без разрушения
2	1	10	15,0	480	Без разрушения
3	2	10	15,0	480	Без разрушения
4	3	10	15,0	300	Без разрушения
5*	1	8	15,0	300	Разрыв ленты
6**	1	5	12,0	300	Разрыв огона ленты на крюке

Номера стропов:

*- с дефектами (поверхностные обрывы нитей ленты общей длиной более 10% от ширины текстильного стропа, шириной 60 мм., обрывы нитей только по основе, обрывы нитей по основе и утку, обрывы нитей от трения с металлическими поверхностями деталей стропа, обрывы нитей от трения с грузом).

** – с наработкой до испытаний по программе Pmax=80 и 60 кН, N = 8 и 5 цикл., t выд. = 300 с.

Таблица 4

Разрушение образца ленты в исходном состоянии и после наработки

Состояние образца	Количество образцов	P, kH	σ , kH
Исходное	12	15,5	1,2
Исходное, лента с дефектами	10	15,0	0,75
После наработки, лента стропа №6 Табл.3.	7	10,0	3,2

В результате испытаний независимо от структурной однородности ленты было получено несколько видов разрушения [10]. Типичные разрушения разделены на 2 группы:

- разрыв нитей основы по нормали к направлению действия приложенного усилия;
- под углом 25 – 30° к оси приложенной нагрузки.

Между величиной предельной нагрузки и видом разрушения корреляция не наблюдается. Диаграммы деформирования лент практически линейны, только при нагрузках, близких к разрушающим, отмечается незначительная нелинейность.

Зона разрушения, при статическом разрыве лент не всегда происходило по месту расположения дефектов. Как видно из результатов (табл.2), прочность образцов с дефектами несколько ниже, чем образцов без дефектов. Снижение прочности лент с технологическими дефектами относительно лент без дефектов оказалось – до 3 %, для лент после наработки – до 25–30 %.

Это снижение практически незаметно для стропов, испытанных с меньшей перегрузкой от уровня номинальной эксплуатационной грузоподъемности, и тем более от нормативно–допустимой грузоподъемности. Так остаточная прочность лент стропа после десятикратного нагружения грузом 18,0 кН, что 50 % превышает его номинальную грузоподъемность, с выдержкой при максимальной нагрузке в течение 480 с. Практически совпадает с прочностью ленты в исходном состоянии. Чтобы оценить влияние времени выдержки ленты под нагрузкой на прочность образцы растягивали до заранее выбранного усилия и выдерживали при этой нагрузке до разрыва. При этом время от момента нагружения до разрыва фиксировалось.

Поврежденность ленты при нагрузке 15,0 кН составила 1,5 %, при 10,0 кН – 12,4 %. В первом случае лента разорвалась через 100 с. после достижения заданного уровня нагрузки, во втором случае через 720 с. Накопление повреждений под нагрузкой происходит неравномерно во времени.

Расчетная оценка грузоподъемности стропа, показала, что допустимый вес перемещаемого груза для изготовленных лент 10 кН (в расчет заложен шестикратный запас прочности стропа, т.е. теоретически максимальный вес поднимаемого груза при разрыве может достигать 15,0 кН.). Приведенные в табл.3. результаты показывают, что накопление повреждений в лентах при ограниченном числе циклов нагружения – 5 может привести к разрушению при нагрузке 12,0 кН. А единичные нагрузки, близкие к разрушающим, но действующие непродолжительно, не снижают прочности ленты.

Список литературы

1. Ржаницын А.Р. Теория ползучести. – М.: Стройиздат, 1968.– 416 с.
2. Берестнев В.А., Флексер Л.А., Лукьянова Л.М. Макроструктура волокон и элементарных нитей и особенности их разрушения. М.: Легкая и пищевая промышленность., 1982. с.248.

3. Каланчук О.Э., Лебедева С.В., Пушкарь Д.В. Разработка компьютерных методов анализа деформационных свойств полимеров и прогнозирования деформационных процессов //кн.: V Международная конференция “Микромеханизмы пластичности, разрушения и сопутствующих явлений, 2- 17 июня 2010 г. г.Тамбов, Россия, с. 127.
4. Макаров А.Г., Сталевич А.М. Деформационно–восстановительные процессы синтетических материалов //В сб.: Труды международной научно-технической конференции “Новое в технике и технологии текстильной и легкой промышленности”, Витебск, 2000, с. 55-58.
5. Попов Л.Н., Маланов А.Г., Слущер Г.Я., Сталевич А.М. Вязкоупругие свойства технических тканей // Хим. волокна.–1993, №3, с.42-44.
6. Цобкалло Е.С., Тиранов В.Г., Громова Е.С. Влияние уровня предварительного деформирования на жесткость синтетических нитей // Хим. волокна, №3, 2001. С. 45-48.
7. WWW.remera.ru
8. ГОСТ 16218.5-82. Изделия текстильно-галантерейные. Метод определения разрывной нагрузки и разрывного удлинения при растяжении. – Введ. 01.07.83.
9. Сулейманова Л.А., Рахманов Б.К., Кочерженко В.В., Солодов Н.В. “Перспективные направления развития технологии такелажных работ с использованием стропов на текстильной основе”. Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, №7. 2018 г. БГТУ, Россия, ФерПИ, Узбекистан.

УДК 656.02

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТОРГОВО-ТРАНСПОРТНОЙ КОМПАНИИ

Юхин А.И.¹, Шафорост А.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

В данной работе представлено решение задачи оптимизации транспортно-логистических процессов торгово-транспортной компании.

Ключевые слова: оптимизация транспортно-логистических процессов, оптимальный маршрут, метод свертывания критериев.

OPTIMIZATION OF TRANSPORT AND LOGISTICS PROCESSES OF A TRADE AND TRANSPORT COMPANY

Yukhin A.I.¹, Shaforost A.N.¹

1. Tula state University, Tula

This paper presents a solution to the problem of optimizing the transport and logistics processes of a trade and transport company.

Keywords: optimization of transport and logistics processes, optimal route, method of criteria folding.

Логистический подход к организации автомобильных перевозок обуславливает новое методологическое содержание, заключающееся в том, что основной составляющей частью перевозок должно стать проектирование оптимального (рационального) перевозочного процесса. Под этим понимается поиск наилучших организационных и технически возможных решений, обеспечивающих максимальную эффективность перевозки грузов от места их производства до места потребления [1].

На основании вышеизложенного, для улучшения системы грузоперевозок может быть предложено такое решение, как разработка рационального маршрута движения транспортных средств.

В практических условиях принятие решений о выборе рационального маршрута осуществляется на основе нескольких различных критериев $f_i(a_i)$ [2].

Выделение наиболее важных показателей в качестве оценки возможных альтернатив, соответствующих поставленным целям, приводит к задаче векторной оптимизации [2].

Решение такой задачи основано на нахождении максимального результата совокупной функции полезности:

$$f^*(a_i) = [f_1(a_i), f_2(a_i) \dots f_j(a_i) \dots f_n(a_i)] \rightarrow \max ,$$

где j, n – порядковый номер оценочного критерия, показателя, характеризующего деятельность компании; i – порядковый номер альтернативы; a – альтернативный вариант как некоторая совокупность управленческих решений.

Предпринимательские цели (критерии) имеют различный масштаб и несопоставимые шкалы (единицы) измерения. Прежде чем приступить к решению многокритериальной задачи, их необходимо привести к одной и той же единице измерения (безразмерной величине). Процесс приведения критериев в единый вид называется нормализацией [2]. В целях нормализации критериев можно использовать различные подходы.

В данной работе предлагается использование метода нормализации сравнения, для которого:

$$f_j^*(a_i) = \frac{f_j(a_i)}{f_j^{\max}(a_i)},$$

где $f_j(a_i)$ – значение текущего результата, $f_j^{\max}(a_i)$ – значение критерия.

На следующем этапе необходимо произвести оценку полученных значений и выбору альтернативы.

Выбор оптимального маршрута движения осуществляется на основе нескольких различных критериев, которые необходимо свести к одному, для этого наиболее применим метод свертывания критериев.

В этом случае каждому из анализируемых критериев присваивается весовой коэффициент a_j , который отражает степень значимости текущего показателя:

$$f^*(a_i) = \sum_{j=1}^n q_j f_j^*(a_i) \rightarrow \max .$$
$$\sum_{j=1}^n q_j = 1 .$$

Значение коэффициента определяется на основе экспертных оценок.

В данной работе предлагается использования метода попарных сравнений, при использовании которого строится матрица, в которой на пересечении строки и столбца фиксируются номера тех функций, которые оказываются наиболее важными при попарном сравнении.

В таблице 1 приведена оценка функций.

Таблица 1

Матрица парных сравнений

Общее представление матрицы парных сравнений				
	A1	A2		An
A1	1	a_{12}		a_{1n}
A2	a_{21}	1		
An	a_{n1}	a_{n2}		1

Обозначим через: A1, A2, ..., An основные факторы, определяющие состав объекта. Тогда для определения структуры объекта заполняется матрица парных сравнений, число строк и столбцов которой равно числу рассматриваемых объектов и элементы которой получаются следующим образом: на пересечении i -й строки j -го столбца такой матрицы стоит 1, если i -й объект нравится рассматриваемому эксперту больше, чем j -й, и стоит 0, если, напротив, j -й объект эксперту более симпатичен, чем i -й. Ниже вместо выражений типа «объект» a_i лучше объекта a_j будем использовать выражение $a_i > a_j$. В общем виде матрицу для эксперта r_x ($x=1, \dots, N$, где N - количество экспертов) обозначим через $\|\delta_{ij}\|$ где

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 - \text{если эксперт } r_x \text{ сказал, что } a_i > a_j \\ 1 - \text{если эксперт } r_x \text{ сказал, что } a_j > a_i. \end{cases}$$

Верификацию разработанной методики проводилась на примере разработки оптимального маршрута доставки груза из России в Шауляй (Литва), расположенными на значительном удалении друг от друга, осуществляется поставка битума 70/100. Параметры груза: жидкий битум – опасный груз, брутто вес – 25 тонн. Перевозки обеспечиваются автомобильным транспортом.

На первоначальном этапе разработки маршрута движения с использованием сервиса «Яндекс карты» прорабатываются альтернативные варианты маршрутов. Результаты поиска маршрутов представлены в таблице 2.

Таблица 2

Маршруты поставки

Номер маршрута	Маршруты поставки
Маршрут 1	Кириши---Псков – Рига---Шауляй
Маршрут 2	Кириши---Резекне – Даугавпилс---Шауляй
Маршрут 3	Вязьма---Минск – Вильнюс---Шауляй
Маршрут 4	Вязьма---Резекне – Даугавпилс---Шауляй

В торгово-транспортной компании приняты следующие минимальные тарифы на перевозку грузов (таблица 3).

Таблица 3

Минимальные тарифа на перевозки

Район перевозок	Стоимость перевозки 1 тонны груза на 1 км
Для территории РФ	3,7 руб.
Для стран СНГ	0,06 евро

В качестве критериев оценки маршрута принимаются следующие (таблица 4). Стоит учитывать, что при перевозке битума, одним из самых важных критериев, является время перевозки.

Таблица 4

Критерии перевозок

Обозначение	Наименование критерия
$f_1(a_1)$	Цена перевозки, евро/т
$f_2(a_2)$	Время перевозки, час
$f_3(a_3)$	Качество дороги, баллов
$f_4(a_4)$	Загруженность трассы, баллов

Критерий $f_3(a_3)$ может принимать следующую балльную оценку:

Очень хорошее качество.

Хорошее качество.

Хорошее качество, но часто бывают ДТП.

Плохое качество (грунтовка).

Критерий $f_4(a_4)$ может принимать следующую бальную оценку:

Свободное движение.

Местами плотное.

Плотное.

Загруженная трасса.

Для конкретного примера были приняты следующие граничные условия критериев, представленные в таблице 5.

Таблица 5

Принятые граничные условия критериев перевозки

Обозначение	Наименование критерия	Граничное значение
$f_1(a_1)$	Цена перевозки, евро/т	Не менее 38
$f_2(a_2)$	Время перевозки, мин.	Не более 1000
$f_3(a_3)$	Качество дороги, баллов	Не более 2
$f_4(a_4)$	Загруженность трассы	Не более 3

Тогда значения принимают следующий вид (таблица 6).

После нормирования, значения характеристик альтернативных маршрутов (критериев) принимают следующий вид (таблица 7).

Таблица 6

Характеристики альтернативных маршрутов

Маршрут	Цена перевозки, евро/т	Время перевозки, мин	Качество дороги	Загруженность трассы
Маршрут 1	39,4	848	1	3
Маршрут 2	49,7	927	2	2
Маршрут 3	52,5	881	2	2
Маршрут 4	49,4	927	1	2

Таблица 7

Нормированные значения характеристик альтернативных маршрутов

Маршрут	Цена перевозки $f_1^{max}(a_1)$	Время перевозки $f_2^{max}(a_2)$	Качество дороги $f_3^{max}(a_3)$	Загр-ть трас. $f_4^{max}(a_4)$
Маршрут 1	0,96	0,85	2	1
Маршрут 2	0,76	0,93	1	1,5
Маршрут 3	0,72	0,88	1	1,5
Маршрут 4	0,77	0,93	2	1,5

Для определения степени значимости каждого показателя была составлена матрица парных сравнений, представленная в таблице 8.

Таблица 8

Матрица парных сравнений

Критерий	$f_1(a_1)$	$f_2(a_2)$	$f_3(a_3)$	$f_4(a_4)$	Сумма	q_i
$f_1(a_1)$	1	0	0	0	1	0,1
$f_2(a_2)$	1	1	1	1	4	0,6
$f_3(a_3)$	1	0	1	0	2	0,3
$f_4(a_4)$	1	0	1	1	3	0,4

Тогда итоговое значение критерия оптимальности для каждого варианта представлено в таблице 9.

Таблица 9

Итоговое значение критерия оптимальности

Маршрут движения	Итоговое значение критерия оптимальности
Маршрут 1	1,62
Маршрут 2	1,57
Маршрут 3	1,54
Маршрут 4	1,85

Полученные результаты представлены в виде графиков на рисунке 1.

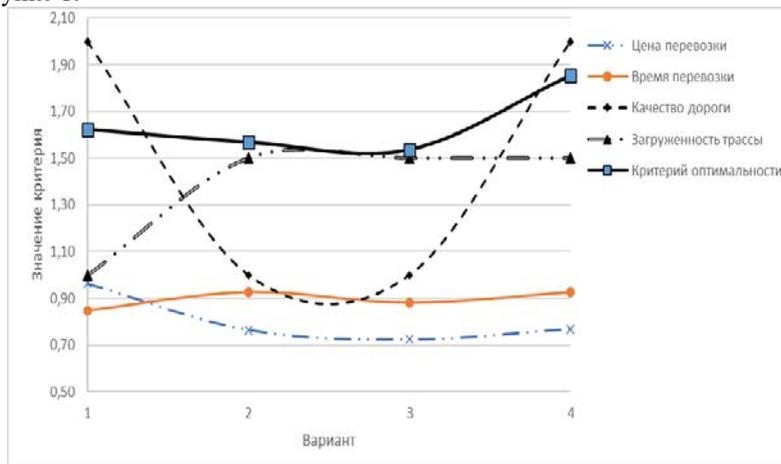


Рис. 1. Итоговое значение критерия оптимальности

Как видно из таблицы 9 и рисунка 1 значение критерия оптимальности принимает максимальное значение у варианта 4 (Вязьма---Резекне – Даугавпилс-Шауляй), соответственно он и является оптимальным.

Таким образом, разработана методика формирования маршрута движения позволяет сформировать оптимальный маршрут перемещения груза по предложенному критерию, что подтверждается полученными результатами.

Список литературы

1. Неруш Ю.М. Транспортная логистика: Учебник Для СПО / Неруш Ю.М., Саркисов С.В. - Электрон. дан. – Москва: Издательство Юрайт, 2019. – 351 с.
2. Афанасьев М.Ю., Багриновский К.А., Матюшок В.М. Прикладные задачи исследования операций: Учеб. пособие. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 352 с.
3. Анцев В.Ю., Шафорост А.Н., Мокин Д.Г., Витчук Н.А. Оптимизационный синтез транспортно-складских систем промышленных предприятий // Подъемно-транспортное дело. 2017. № 2-3 (89). С. 27-29

УДК 621.643

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ РОТОРНО-ВИХРЕВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Якушев А.А.¹, Духанин С.А.¹

ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В странах западного мира, начиная с 1960-х гг., в отрасли строительства нашли широкое применение сухие строительные смеси. В России производство этих смесей начато с 90-х годов.

Дробление строительных смесей осуществляется при помощи рабочих органов – бил, которые используются в мельницах различного типа.

Многие компании предлагают била, которые выполнены из износостойкого металла, но используются при небольших скоростях вращения роторов и невысоких температурах, а также имеют высокую стоимость.

Ключевые слова: рабочие органы, методика дробления, помольные агрегаты, роторно-вихревая мельница, абразивность, наплавка.

Оборудование, а также методика дробления строительных смесей в период всего своего развития остается предметом изучения для уче-

ных и специалистов стройиндустрии. Как показывает практика их прикладные работы позволяют снизить энергозатраты процесса и повысить долговечность рабочих органов помольных агрегатов.

Одними из наиболее распространенных конструкцией помольных агрегатов, получивших широкое распространение в технологии производства сухих строительных смесей, является роторно-вихревые мельницы (РВМ). Они предназначены для тонкого измельчения и смешивания и готовой продукции с механохимической активацией их частиц.

При измельчении хрупких материалов в кристаллической решетке появляются дефекты, которые способствуют значительному ускорению диффузии при различных химических и физических процессах.

Представителем этого класса агрегатов является роторно-вихревая мельница РВМ-3000-01, которая имеет следующие технические характеристики: производительность, в зависимости от перерабатываемого материала, 3 - 5 тонн в час, размер частиц исходного материала составляет не более 5 мм, при этом готового продукта доходит 100 мкм, скорость вращения ротора - 3000 мин⁻¹, а потребляемая мощность 90 кВт [1].

Одним из узких мест при работе данных агрегатов является быстрый износ их рабочих органов – бил, который в зависимости от технологии производства составляет 50-100 часов.

Сейчас многие крупные компании, например, как «KRUPP Polysius AG», «KHD Humboldt Wedag AG» и «Корперн», эффективно работают над созданием надежных конструкций рабочих органов – бил.

Вышеуказанные компании предлагают била, которые выполнены из износостойкого металла, но используются при небольших скоростях вращения роторов и невысоких температурах, а также имеют высокую стоимость.

Рабочие элементы в зависимости от абразивности материала изнашиваются в диапазоне от 100 до 300 часов.

Практическое использование мельниц роторно-вихревого действия показывает, что условия их работы оказывают существенное влияние на работоспособность рабочей поверхности бил при их эксплуатации.

Например, высокая температура исходного материала может представлять серьезную опасность для бил с наплавкой. Поэтому разработана технология производства рабочих органов – бил, которая обеспечивает защиту основного материала слоем, устойчивым к истиранию или применение термической обработки, при средней твердости поверхностей била от 57 до 60 HRC с высоким содержанием карбидов.

Учеными БГТУ им. В.Г. Шухова разработан метод нанесения специальной сетки на поверхность рабочих органов – бил.

Данный метод характеризуется непосредственной защитой поверхностей била слоем измельчаемого материала, а не увеличением толщины защитного слоя.

Представленное техническое решение должно носить научно обоснованную методику расчета оптимальных размеров, отсутствие которой тормозит широкое внедрение данного метода в промышленность.

Техническое решение ученых БГТУ им. В.Г. Шухова используется в конструкции роторно-вихревой мельницы. Конструктивно роторно-вихревой мельница представлена на рисунке 1.

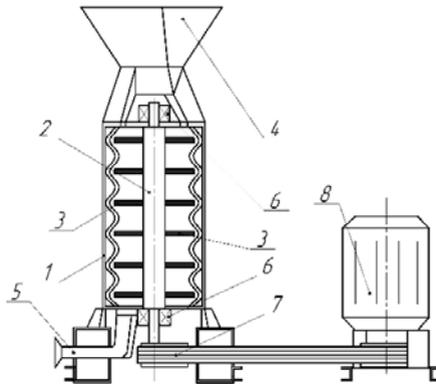


Рис. 1. Роторно-вихревая мельница:

1 - цилиндрический корпус со съемной футеровкой, 2 - корпус ротора, 3 – била, 4 - загрузочное отверстие, 5 - разгрузочное отверстие, 6 - подшипниковые опоры, 7 - редуктор, 8 – электродвигатель

Рабочие органы – била закреплены в перпендикулярной плоскости к валу ротора в его корпусе, путем вкручивания и выполнены из стали цилиндрической формы [2].

Схема наплавки на рабочей поверхности била представлена на рисунке 2, из которого видно, что наплавка нанесена в виде сетки прямоугольной формы, ячейки которой имеют размеры сторон m , n и s , а также радиус скругления в углах ячейки g .

На рабочей поверхности съемной футеровки, также нанесена аналогичная сетка [3].

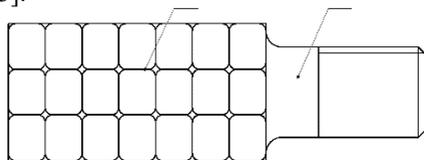


Рис. 2. Схема наплавки на рабочей поверхности била

Размеры ячейки подбираются таким образом, чтобы результирующая выталкивающая сила была равной или меньше удерживающей, но при этом оставались достаточной для реализации путём наплавки на рабочую поверхность.

Из вышесказанного следует, что условия футеровки рабочей поверхности во многом зависят от геометрического профиля и размеров ячеек, а также от свойств материалов, в частности коэффициента трения.

Применяя на практике сетчатую поверхность с размерами ячеек, которые удовлетворяют вышеизложенным условиям, можно уменьшить износ рабочих органов - бил роторно-вихревой мельницы и тем самым увеличить срок их эксплуатации.

Список литературы

1. Духанин С.А., Романович А.А. Анализ работы и пути повышения долговечности бил мельницы РВМ-3000-01 // «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях»: материалы международной научно – практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2019. – с. 51-55
2. Орехова Т.Н. Изучение роторно-вихревых мельниц для производства минеральных порошков / Т.Н. Орехова, А.А. Романович// Механизация строительства. Том 77. №8. 2016 – с. 44-46
3. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей/ А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. - №4. – с. 83-87.

Научное издание

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ
ОТРАСЛЯХ**

Материалы международной научно-практической
конференции

Ответственный за выпуск:
Компьютерная верстка:

Романович А.А.
Любимый Н.С.

Подписано в печать: 30.09.20 Формат: 60x84/16. Усл.печ.л. 25,7. Уч.изд.л.

Тираж 50 экз

Заказ №

Цена Договорная

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им В.Г. Шухова

308012, г. Белгород, ул. Костюкова 46