МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННАЯ ГОРНАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

На правах рукописи

РОСЛИК Алексей Иванович

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ КАНАТОВ И ОРГАНОВ НАВИВКИ ПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

05.05.05 — «Подъемно-транспортные машины»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Днепропетровск — 1995

ЛННБ України ім.В.Стефаника
00779430 (U)
АВ 32.962

писью.

рственной металлурги-

ческой академии Украины

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

доктор технических наук, профессор КОЛОСОВ Леонид Викторович;

доктор технических наук, профессор ГОНЧАРЕНКО Неонила Константиновна;

доктор технических наук ДВОРНИКОВ Владимир Иванович.

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ:

Научно-производственная фирма "СТАЛЬКАНАТЫ" г.Одесса.

Защита состоится "4" октября 1995 г. в 14^{00} час. на заседании специализированного совета Д03.06.04 при Государственной горной академии Украины по адресу: 320027, г. Днепропетровск, 27, пр. К.Маркса,19.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Государственной горной академии Украины.

Автореферат разослан "1" сентября 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
докт. техн. наук Г.А.Симанович

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

АВ-32.962

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Одной из первостепенных задач горнорудной и металлургической промышленности является модернизация существующих, разработка и внедрение новых подъемно-транспортных машин, как основы для повышения производительности труда. Современные грузоподъемные машины, работающие с большими скоростями, превратились в один из основных видов оборудования, определяющего возможность дальнейшей интенсификации производства. Одним из основных звеньев подъемно-транспортных машин является стальной проволочный канат. Малый срок службы канатов тормозит дальнейшее повышение производительности подъемных установок и приводит к неоправданным затратам материальных средств. Годовой расход канатов составляет миллионы метров и с ростом погрузочно-разгрузочных операций этот расход увеличивается. В настоящее время вопросы концентрации напряжений в элементах каната, связанных с качеством его свивки, изменением физико-механических свойств каната, кручением его при взаимодействии с органами навивки и накоплением этого явления при циклических подъемах, перегрузками канатов и устойчивостью полиспастных систем против закручивания в достаточной степени не изучены. Исследования, направленные на определение рациональных параметров и конструкций канатов, органов навивки, полиспастных систем, с учетом влияния перечисленных малоизученных факторов будут способствовать увеличению работоспособности и безопасности подъемных кранов.

В последние годы развитие техники выдвигает проблему применения больших длин канатов, где кручение и структурная стойкость их принимает особую актуальность. Это, прежде всего, относится к канатным установкам со значительной высотой подъема, а также к большегрузным установкам специального назначения, например, при освоении морских глубин. В связи с этим грузоподъемные установки с большой высотой подъема имеют низкие эксплуатационные показатели и большую аварийность. Следовательно, создание новых и модернизация существующих подъемно-транспортных машин является актуальной проблемой металлургической, горнорудной и других отраслей промышленности.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Повышение эффективности и безопасности эксплуатации подъемных кранов и сооснование рациональных параметров кана-

тов и взаимодействующих с ними органов навивки, полиспастов, узлов и механизмов.

ИДЕЯ РАБОТЫ. Учесть напряженно-деформированное состояние растяжения и кручения каната, обусловленное взаимодействием его с органами навивки и выбором рациональных параметров и конструкций канатов, блоков, барабанов и полиспастных систем при оценке влияния геометрии каната и органов навивки, углов девиации, циклических нагружений, а также конструктивных и эксплуатационных факторов.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. Теоретические исследования основаны на применении: математического описания механики взаимоействия канатов с органами навивки; теоретических основ строительной механики каната; линейной теории изгиба цилиндрических оболочек. При проведении опытов в лабораторных и реальных условиях использовали современные методы тензометрии и обработки экспериментальных данных, методы прямых измерений.

НАУЧНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ НОВИЗНА.

НАУЧНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ. Канат рассматривается как агрегат, состоящий из элементов, которые характеризуются такими несовершенствами как отклонения длин прядей и проволок на шаге свивки, и который в процессе взаимодействия с органами навивки подвержен накоплению деформации растяжения и кручения от малоизученных конструктивных и эксплуатационных факторов: геометрии каната и органов навивки, углов девиации, винтовой навивки, цикличности нагружения, статической определимости конструкций полиспастных систем, что по сравнению с известными методами расчета гибких органов, требует выполнения уточненных расчетов, позволяющих обеспечить эффективную и безопасную эксплуатацию подъемных кранов. Эти положения построены на:

- зависимостях для определения напряженного состояния каната, отличающиеся учетом разности длин элементов;

- зависимостях для определения деформации кручения каната при взаимодействии с органами навивки и их рациональных параметров, отличающиеся комплексным учетом геометрии контактирующих поверхностей, углов девиации, винтовой навивки, циклического нагружения, взаимного влияния ветвей полиспаста в режиме "подъема-спуска" и устойчивости всей системы против закручивания за счет ни-

бора рациональных параметров органов навивки, снижения и компенсации кручения каната;

- описании энерго-силового режима предварительной обтяжки каната цилиндрическими барабанами с применением обводных блоков. Это описание впервые выполнено с учетом различных скоростей вращения барабанов, физико-механических характеристик каната и разностороннего его изгиба на обводных блоках, обеспечивающих эффективность обтяжки при меньших усилиях и определение рациональных параметров вытяжных устройств барабанного типа;

- выборе вида сопряжения элементов в системе "барабан-канат-грейфер" и его описания как для механической системы с упругими и жесткими связями, который производится с учетом обеспечения статической определимости вертикальных нагрузок в канатах;

- параметрах составного барабана, состоящего из основной цилиндрической части и насаженных на нее цилиндрических оболочек, выполненных из профилированного спецпроката, которые задаются функциями напряженно-деформированного состояния, определяемыми в соответствии с основными соотношениями линейной теории изгиба цилиндрических оболочек, для элементов, на которые барабан мысленно расчленяется, при этом выделяют нагрузки, приложенные к рассчитываемому элементу, а его граничные условия назначают в соответствии с характером соединения рассчитываемого элемента с отброшенными.

НОВЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ. Методы расчета параметров канатов и органов навивки, основывающихся на полученных:

- зависимостях между различными длинами прядей и проволок в канате, нагрузками и напряжениями в нем;

- зависимостях, определяемые кручение каната и процесс накопления этой деформации в зависимости от геометрии каната и органов навивки, полиспастных систем, углов девиации, винтовой навивки, взаимного влияния ветвей и циклических нагружений, а также рациональные параметры органов навивки, обеспечивающих снижение кручения и устойчивость полиспастных систем против закручивания;

- зависимостях между геометрическими параметрами кинематически связанных цилиндрических барабанов, обводных блоков и усилием

обтяжки каната. Разносторонний изгиб на обводных блоках позволяет обтягивать канаты с усилием в (4-5) раз меньше их агрегатной прочности, не снижая эффективности этого процесса;

- зависимостях между параметрами цилиндрических оболочек составного барабана, нагрузками и напряжениями в них при различных длинах и схемах опирания внешних оболочек с учетом заданной точности сборки и характера приложения нагрузок.

Рациональный вид сопряжения канатов с грейфером в системе "барабан-канат-грейфер" и его описание основываются на:

- полученных зависимостях из решения задачи распределения нагрузки между канатами механизмов подъема и замыкания грейфера, обеспечивающих статическую определимость нагрузок введением в конструкцию дополнительной упруго-податливой связи между канатными системами и шарнирной связи блочной подвески полиспаста замыкания с основной траверсой грейфера.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА работы заключается:

- во впервые установленной функциональной зависимости между напряжением, усилиями и разностью длин элементов на шаге свивки каната;

- в научном обосновании теоретических положений по расчету деформации кручения каната, выбора рациональных параметров органов навивки, технологических и конструктивных требований, обеспечивающих снижение и компенсацию кручения каната в системе полиспаста, а также устойчивость ее против закручивания (а.с. NN 151457, 308969, 872443);

- в установленной закономерности изменения напряженно-деформированного состояния нелинейно-упругого каната в процессе предварительной его обтяжки на цилиндрических барабанах с обводными блоками и перехода этого процесса на установившийся режим (а.с. NN 582164, 954533);

- в получении функциональных зависимостей параметров нагружения канатов, механизмов подъема и передвижения крана, обеспечивающих разработку новой конструкции грейфера, включающей дополнительные упруго-податливые связи, снижение и статическую определимость нагрузок в канатах (а.с. N 591388);

- во впервые установленной для составных барабанов зависимости между напряжениями, нагрузками, геометрическими параметрами ци-

линдрических составных оболочек и характером их сопряжения (а.с. NN 387249, 759451).

ОБОСНОВАННОСТЬ И ДОСТОВЕРНОСТЬ НАУЧНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ, ВЫВОДОВ И РЕКОМЕНДАЦИЙ обусловлена корректностью постановки и решения задач, базирующихся на: фундаментальных положениях строительной механики стальных канатов; линейной теории изгиба цилиндрических оболочек; применении метода математической теории планирования экспериментов и обработки результатов опытов; удовлетворительной сходимости результатов теоретических исследований с данными экспериментов (расхождение не более 10 % при надежности $\mathcal{P}=0,95$); положительных результатах промышленного использования разработанных рекомендаций и технических решений.

ЗНАЧЕНИЕ РАБОТЫ. Научное значение заключается в разработке теоретических основ определения деформации растяжения и кручения каната в условиях взаимодействия его с органами навивки и механизмами подъемных кранов, в которых обобщены теоретические и экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния каната и органов навивки, при различных жесткостных характеристиках всей системы и режимах работы механизмов, в выявлении закономерности снижения кручения каната в результате предварительной его обтяжки и разработке нового критерия устойчивости полиспастных систем против закручивания.

Практическое значение состоит: в разработке научно-обоснованных принципов создания полиспастных систем и определении их конструктивных параметров, оценке эффективности их работы, а также обосновании выбора рациональных значений параметров канатов, блоков, барабанов, узлов и механизмов и, как следствие, существенном уменьшении кручения каната; получении технических рекомендаций по совершенствованию конструкций полиспастных систем, позволяющих обеспечить уменьшение и статическую определимость нагрузок в канатах. Результаты работы могут быть использованы научно-исследовательскими и проектными организациями при создании новых и модернизации существующих подъемных кранов.

РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ. Результаты работы использованы: ВНИИПТМАШ при разработке отраслевого руководящего материала РТМ 24.090.59-80. "Канаты подъемные" (утверждены и введены в действие распоряжением Министерства тяжелого и транспортного ма-

шиностроения СССР от 14.05.80 N ВК-002/5741); РТМ 24.090.64-81. "Блоки канатные" (утверждены и введены в действие распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения СССР от 29.12.81 N АЭ-002/15672); методы расчета и обоснования выбора рациональных параметров органов навивки, снижения и компенсации кручения каната и всей системы переданы и используются предприятиями п/я А-1277, А-7449 при разработке и модернизации специальных высокоподъемных кранов; новая конструкция канатного грейфера внедрена на магнитно-грейферных кранах типа МГ5/5 и МГ10/10 Днепропетровского объединения "Вторчермет". Техническая документация новой конструкции канатного грейфера передана для внедрения следующим организациям: "ВНИПИЛОМ" г. Липецк, "Востокмашзавод" г. Усть-Каменогорск, металлургические комбинаты - гг. Магнитогорск, Караганда, Новотроицк, "ГИПРОМЕЗ" г. Москва, "УКРГИПРОМЕЗ" г. Днепропетровск; опытно-промышленные образцы новых конструкций канатных барабанов (Д-400 мм) с внешними оболочками из спецпроката изготовлены и внедрены на электромостовых кранах грузоподъемностью 5 т следующих предприятий: "Александрийский завод ПТО", "Главлипецкстрой" - г. Липецк, "Белгородавтодорога"- г. Белгород, "Крымводстрой" - г. Симферополь, завод "ЖБИиК" - г. Таллин.

Фактический экономический эффект от внедрения разработок составил 760 тыс. руб. (в ценах 1975 г.). Ожидаемый экономический эффект от использования комплекса разработок только по металлургической промышленности составит свыше 10 млн. руб. в год (в ценах 1975 г.).

РЕАЛИЗАЦИЯ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ. Ряд положений диссертационной работы: кручение канатов и устойчивость полиспастных систем, канатные грейферы используются в лекциях читаемых курсов и выполнении курсовых и дипломных проектов по подъемно-транспортным машинам на кафедрах прикладной механики ГМетАУ и подъемно-транспортных машин ОПИ.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Материалы диссертации доложены и обсуждены на: Всесоюзном семинаре по проблемам прочности, надежности и долговечности стальных канатов, г. Одесса, 1965-1989 гг.; Всесоюзном научно-техническом совещании НТО Машпром и ВНИИПТМаш "Повышение надежности подъемно-транспортных машин", г. Москва,

1969 г.; республиканской научно- технической конференции "Повышение надежности и долговечности металлургического оборудования", г. Днепропетровск, 1972 г.; Всесоюзном научно-техническом совещании НТО Машпром "Новые методы проектирования, расчета, испытаний и эксплуатации подъемно-транспортных машин и контейнеров", г. Ленинград, 1974 г.; Всесоюзном научно-техническом семинаре "Прочность и долговечность стальных канатов", г. Ильичевск, 1976 г.; Юбилейной V республиканской научно-технической конференции "Повышение надежности и долговечности металлургического оборудования", г. Днепропетровск, 1977 г.; Всесоюзной научно-технической конференции "Вопросы повышения эффективности эксплуатации и совершенствования конструкций подъемно-транспортной техники", г. Алма-Ата, 1978 г.; научно-технической конференции по проблемам прочности и долговечности стальных канатов, г.Ильичевск, 1979 г.; Всесоюзном научно-техническом совещании "Перспективы развития подъемно-транспортной техники", г. Севастополь, 1979 г.; Всесоюзной Юбилейной научно-технической конференции "Проблемы повышения методов эксплуатации подъемно-транспортной техники", посвященной 150-летию МВТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва, 1981 г.; объединенном научном семинаре кафедр прикладной, теоретической и строительной механики Днепропетровского металлургического института, г. Днепропетровск, 1979, 1982, 1994 гг.; научном семинаре отдела механики подъема Института геотехнической механики НАН Украины, г. Днепропетровск, 1994 г.; объединенном научном семинаре Государственной горной академии Украины, г. Днепропетровск, 1995 г..

ПУБЛИКАЦИЯ. Основное содержание работы опубликовано в 38 печатных трудах, в том числе 9 авторских свидетельств на изобретения.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения и приложения; содержит 260 страниц машинописного текста, 32 таблицы, 100 рисунков и библиографический список из 153 наименований. Приложение содержит 27 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе дается обоснование актуальности темы, формулируется цель работы.

Во втором разделе "Состояние вопроса и общая постановка задачи

как комплексного исследования" излагается общая характеристика и недостатки работы канатов, взаимодействующих с органами навивки, статистический анализ и выбор оптимальной конструкции крановых канатов, описаны основные узлы и механизмы подъемных кранов. Рассмотрены конструктивные особенности грейферных механизмов и недостатки канатных грейферов и барабанов. Сделан обзор и критический анализ работ, посвященных исследованию напряженного состояния и расчету канатов и взаимодействующих с ними узлов и механизмов подъемных кранов.

Вопросам расчета и конструирования современных грузоподъемных машин посвящены работы Л.Г.Кифера, И.И.Абрамовича, М.П.Александрова, Н.Ф.Руденко, А.И.Дукельского, В.С.Ковальского, А.А.Вайнсона, М.С.Комарова, Ф.К.Иванченко, А.П.Нестерова, Б.А.Таубера, С.А.Козака, М.Ф.Глушко, В.П.Семенова, И.И.Ивашкова, В.И.Велоброва и др.. Изучению напряженного состояния стальных канатов и выбору их рациональных конструктивных параметров посвящены работы А.Н.Динника, Г.Н.Савина, М.М.Федорова, П.П.Нестерова, Н.П.Неронова, В.И.Дворникова, Ф.В.Флоринского, А.И.Колчина, М.Ф.Глушко, Н.К.Гончаренко, О.А.Горошко, Л.В.Колосова, В.Т.Козлова, Н.М.Белой, С.Ф.Чукмасова, В.Д.Белого, С.Т.Сергеева и др..

На основании анализа работ по определению и снижению напряженного состояния канатов при взаимодействии их с органами навивки и механизмами подъемных кранов, а также в связи с поставленной целью сформулированы и решены задачи:

1. Установление основных технологических дефектов свивки крановых канатов и определение напряженного состояния их элементов.

2. Создание научных основ определения кручения канатов, полиспастных подвесок и разработка методов и средств снижения кручения под действием органов навивки.

3. Установление зависимости между физико-механическими характеристиками каната, геометрическими и кинематическими параметрами цилиндрических барабанов с обводными блоками и усилием обтяжки канатов.

4. Разработка и выбор вида сопряжений элементов в системе "барабан-канат-грейфер", обеспечивающие статическую определимость вертикальных нагрузок в канатах.

5. Создание научных основ расчета и обоснования рациональных

параметров канатных барабанов с составными цилиндрическими оболочками.

Третий раздел посвящен установлению основных технологических деффектов крановых канатов и определению напряженного состояния их элементов.

Одним из основных недостатков стальных канатов является различная длина отдельных проволок в прядях и самих прядей в канате, что подтверждается неравномерным износом элементов, нарушением структуры, данными разрывного усилия каната в целом и связано, в основном, с технологическими несовершенствами изготовления. Экспериментальными исследованиями установлена необходимость оценки технологических дефектов и актуальность дальнейшего совершенствования технологии канатного производства. При нагружении такого каната происходит несимметричное растяжение элементов. Различные по величине силы в элементах P_i создают относительно центра поперечного сечения каната систему векторов изгибающих моментов с главным вектором не равным нулю:

$$\vec{M}=\sum_{i=1}^{m}\left[\vec{r_i}\times\vec{P_i}\right]\neq 0, \qquad (1)$$

где m - число элементов в канате; r_i - средний радиус i -го элемента.

Канат под действием избыточного момента M испытывает винтовой изгиб и приобретает винтовую форму штопора. Дополнительные усилия элементов вследствие изгиба каната в штопоре равны:

$$\Delta P_i'=-\frac{EF}{Q_0}r^2\cos^3\alpha\cdot\sin\varphi_i\sum_{i=1}^{m}\Delta P_i''\sin\varphi_i\,, \qquad (2)$$

где Q_0 - параметр, который зависит от концевой нагрузки и жесткостных характеристик каната; EF - жесткость элемента при растяжении; α - угол свивки элемента; φ_i - угол, фиксирующий положение элемента в канате.

Усилия в элементах от внешней асимметрии $\Delta P_i''$ определяются неравномерностью длин элементов, изменением геометрических параметров свивки, а также реологическими свойствами, когда канат предварительно обтянут или необтянут (новый) и равны

для обтянутого каната

$$\Delta P_i''=\frac{-\Delta S_i}{L_K m\cdot\cos\alpha}\left[(EF)_K-T\cdot ctg^2\alpha\right]; \qquad (3)$$

для нового каната

$$\Delta P_i'' = -\frac{\Delta S_i}{L_к \cdot m}(EF)_к \sin\alpha \cdot tg\alpha \ , \qquad (4)$$

где ΔS_i - абсолютное отклонение длины элемента от среднего значения на длине каната - $L_к$; T - усилие в канате.

Полное усилие, приходящееся на элемент каната

$$P_i = P_o + \Delta P_i' + \Delta P_i'' \ , \qquad (5)$$

где $P_o = T/m$ - среднее усилие в элементе каната.

Максимальный коэффициент неравномерности нагрузки определится как отношение максимального усилия к среднему, т.е. $K = P_{max}/P_o$. С учетом технологических несовершенств свивки, аналогично определяются и максимальные напряжения в канатах.

Для нахождения максимального значения K нами были определены разности длин элементов на образцах крановых канатов различных типов. Экспериментальные исследования несимметричного растяжения были проведены с канатами, имеющими наибольший технологический дефект. Сравнительный анализ результатов расчета и данных опыта показали, что максимальный коэффициент может быть принят в пределах K = 1,3-1,4.

Исследование прочности и стойкости канатов с учетом качества свивки производили в лабораторных и промышленных условиях металлургических заводов им.Карла Либкнехта и Вторчермет (г. Днепропетровск). Результаты опытов показали эффективность предварительной силовой калибровки канатов. Так, например, у калиброванных канатов исключается явление вспучивания или обрыва прядей и повышается их технический ресурс.

Четвертый раздел посвящен исследованию кручения подъемных канатов, полиспастных подвесок и разработке методов и средств снижения кручения под действием органов навивки.

Взаимодействие каната с органами навивки в связи с винтовым движением, углами девиации и явлением изгиба сопровождается его кручением. Механизм формирования и кручения каната при набегании на блоки и барабаны до сих пор не был предметом детального теоретического и экспериментального исследования. Не учитывались

влияние винтовой поверхности каната, радиальная поверхность ручья органов навивки, не рассматривалось кручение каната в многоблочных полиспастных системах при изменяющихся с высотой подъема углах девиации, не исследовалось кручение в ветвях полиспастной системы при циклических подъемах. При решении поставленной задачи принимались следующие допущения: канат состоит из винтовых элементов, поперечное сечение каната сохраняет круглую форму при изгибе, канат в агрегате представляется абсолютно гибким.

В работе исследовано кручение каната от воздействия различных факторов: винтовой навивки на барабане - τ_B, винтовой навивки в полиспасте - $\tau_п$, углов девиации - τ_λ, радиальной поверхности ручья - τ_p, контактных нагрузок - $\tau_к$. В данном случае кручение τ рассматривается как угол поворота, отнесенный к единице длины каната.

Общее кручение от одновременного воздействия всех факторов составит:

в условиях барабанной навивки

$$\tau_1 = \tau_B \pm \tau_p \pm \tau_к ; \qquad (6)$$

в условиях набегания на блок

$$\tau_2 = \tau_\lambda + \tau_p \pm \tau_к , \qquad (7)$$

где знак $\pm$ зависит от направления угла девиации набегающей ветви и направления свивки каната (правая или левая);

$$\tau_B = \frac{2t}{\pi D_1^2}; \quad \tau_p = \frac{(r_p - r_к)\cdot\lambda_1}{r_p \cdot r_к}; \quad \tau_к = \frac{AM_к - CT_к}{AB\ C^2}; \quad \tau_п = \frac{\pi \cdot t_п}{2(l-S)^2};$$

$$\tau_\lambda = \frac{1}{2r_к}\left(\frac{\lambda_2}{\sin\alpha_1} - \frac{h_к}{mR\cos\alpha_1}\right); \quad \lambda_1 = \frac{2(r_p - r_к)}{\pi R}\cdot\cos\alpha_1 ;$$

t, D_1 - шаг винтовой канавки и диаметр барабана; $r_к, r_p$ - радиус каната и ручья; $\lambda = \lambda_1 + \lambda_2$ общий угол девиации набегающей ветви; A, B, C - обобщенные коэффициенты жесткости каната; $M_к, T_к$ - крутящий момент и продольная сила (внутренние контактные нагрузки каната); $h_к, m$ - шаг свивки и количество элементов наружного слоя каната; $R, 2\alpha_1$ - радиус и угол раствора ручья блока; $t_п$ - расстояние между блоками в полиспасте; l - полная длина ветви ка-

ната; S - длина изогнутого каната на блоке или барабане.

Из условия неразрывности кручения каната угол поворота на блоке или барабане при нулевых начальных условиях ($S_0=0, U_0=0$) равен

$$U = (l-S)\cdot\tau\cdot ln\frac{l}{l-S}, \qquad (8)$$

где τ - общее кручение на блоке или барабане.

Для проверки полученных зависимостей, а также для обоснования приемлемости принятых допущений определялось кручение каната непосредственным замером, а также методом электротензометрирования. Планированием эксперимента предусматривалось последовательное варьирование каждым параметром при стабилизировании остальных. Опыты проводились в лаборатории на специальной подъемной установке и в промышленных условиях на кранах грузоподъемностью 3-10 т. Сравнительный анализ результатов опыта с расчетными данными по формулам (6-8) показывает, что погрешность расчета определяется точностью принятого коэффициента трения между элементами в канате. Согласно опытам, его величина колеблется в пределах $f=0,16-0,17$, а погрешность результатов расчета не превышает 10 %. При больших углах девиации ($\lambda = 4^0 - 6^0$) наблюдается значительное расхождение результатов. Это объясняется наличием проскальзывания набегающей ветви каната по ребордной поверхности ручья блока и для больших углов девиации, согласно опытным данным, следует вести расчет с учетом поправочных коэффициентов:

$$\tau_{\lambda=4^0-6^0} = (1,5 \div 2)\,\tau_{\lambda=2^0}. \qquad (9)$$

Наряду с определением кручения каната важно при конструировании принимать геометрические параметры блоков и барабанов, обеспечивающих минимальное кручение и износ контактирующих поверхностей. Из этого условия получены зависимости, определяющие параметры винтовой навивки и диаметр барабана, параметры блока с учетом конструкции каната и действительных углов девиации. На основании расчета для мостовых кранов принимаемый по нормам шаг винтовой канавки барабана при повышенных углах девиации следует увеличить на (1-2) мм, а угол раствора ручья блоков должен составить $2\alpha_1 = 55^0 - 60^0$. Такое изменение параметров увеличивает стойкость канатов и взаимодействующих с ним органов навивки.

В полиспастных системах при циклических подъемах груза проис-

ходит накопление кручения каната. Причем, деформация кручения первой ветви переходит во вторую ветвь, второй - в третью и для Z-ой ветви при n-ом цикле составляет:

$$\theta_{zn}=\sum_{j=1}^{n}\left\{\left[(2z-1)\Delta\tau_{zj}+(z-1)\theta_{(z-1)j}\right]\ln\frac{l}{l-S}-(z-1)\theta_{(z-1)j}\cdot\frac{S}{l-S}\right\}, \quad (10)$$

где $\Delta\tau_{zj}=\tau_н-\tau_c$ ($\tau_н$ - в зоне набегания, τ_c - сбегания).

Опыт эксплуатации показывает, что закручивание всей системы и нарушение структуры каната наблюдается при первых циклах подъема. Это объясняется тем, что $\Delta\tau_{zj}$ для нового каната велико, но с увеличением циклов нагружения канат обтягивается и $\Delta\tau_{zj}$ асимптотически приближается к минимальному постоянному значению $\Delta\tau_o=0,5$. Поэтому предварительной обтяжкой новых канатов можно свести к минимуму накопление кручения канатов и увеличить их структурную стойкость. На основании опыта получена эмпирическая формула для определения накопления кручения новых канатов

$$\Delta\tau_{zj}=(\Delta\tau_o+27e^{-0,26j})\cdot 10^{-4}[рад/см]. \quad (11)$$

При циклических нагружениях накопление деформации кручения каната ограничивается весом подвески и равно

$$\theta_{zn}\leq\theta_{max}=0,05\cdot\frac{f\pi r_к Q}{(B-C^2/A)z}, \quad (12)$$

где Q - грузоподъемность крана.

Тогда момент закручивания составит:

в канате

$$M_к=(B-\frac{C^2}{A})\cdot\theta_{max}; \quad (13)$$

в полиспасте

$$M_п=M_к\cdot Z=0,03r_к\cdot Q. \quad (14)$$

Анализ формул (12-14) показывает, что уменьшение момента $M_п$ может быть достигнуто уменьшением диаметра каната и увеличением кратности полиспаста. Для высокоподъемных кранов, как правило, момент $M_п$ реализуется закручиванием всей полиспастной системы, что резко снижает производительность и безопасность эксплуатации крана. Нормальная работа подъемного крана обеспечивается, если момент $M_п$ меньше реактивного момента полиспастной системы. Из

этого условия получено уравнение устойчивости для многоблочных полиспастных систем

$$\frac{M_п \cdot l \cdot n}{Q \cdot \sum_{n=1}^{n} \rho_n^2} < 1 , \qquad (15)$$

где n - число пар блоков; ρ_n - расстояние ветви каната от центра вращения подвески. Соблюдение неравенства (15) можно достичь комплексным варьированием параметров полиспастной системы и упругими характеристиками каната. Так, например, задача уменьшения момента $M_к$ и $M_п$ решается путем выбора каната с минимальным упругим коэффициентом C, предварительной обтяжки и эксплуатационной раскрутки каната.

Особая актуальность в определении кручения каната и обеспечении устойчивости всей системы возникает при создании специальных высокоподъемных установок с применением больших длин канатов и двухбарабанных фрикционных лебедок. Работа канатов в этих условиях сопровождается вредным влиянием кручения каната и закручиванием всей полиспастной системы. На кручение каната оказывают влияние различные факторы и в системе лебедки для уравновешенных канатов равно

$$\tau_{леб} = \pm (\tau_р + \tau_в) \pm \tau_{ск} , \qquad (16)$$

где знак ± соответствует случаям спуска и подъема груза; $\pm \tau_{ск}$ - кручение от упругого скольжения каната (± зависит от направления свивки); $\tau_в = \frac{\pi t}{2(l+\pi R)^2}$ - винтовое кручение в лебедке; t - шаг винтовой навивки.

Рассматривая всю лебедку как один сосредоточенный очаг кручения, общий угол закручивания каната на "n" наклонной ветви будет равен:

$$U_{леб} = (l + \pi R)\, \tau_{леб} \cdot n . \qquad (17)$$

Таким образом, по мере прохождения каната через лебедку кручение его накапливается. С применением одного направления винтового движения каната общее кручение его неизбежно возрастает пропорционально увеличению числа витков каната на лебедке (17). Результаты расчета и промышленные испытания показали, что полученные зависимости с достаточной степенью точности описывают явление кручения каната в условиях работы полиспастных систем и фрикционных лебедок. С целью компенсации вредного кручения кана-

та и исключения возможного закручивания всей полиспастной системы необходимо конструкцией предусматривать правое и левое винтовое движение каната. Этому условию должно удовлетворять равенство деформации кручения от правого и левого винтового движения каната в системе лебедки. Преимущество новой схемы запасовки очевидно еще и в том, что с уменьшением деформации кручения каната в 2 раза соответственно увеличивается его структурная стойкость.

Накопление кручения каната и устойчивость всей системы во многом определяется конструкцией полиспастной системы. Так, например, для сдвоенных полиспастных систем с уравнительными устройствами возможна навеска двух канатов с правой и левой винтовой свивкой и с соответствующей схемой запасовки их в полиспасте. В этом случае крутящие моменты в ветвях полиспаста, появляющиеся в процессе подъема-спуска, взаимно уравновешиваются и общий момент закручивания блочной подвески сводится к минимуму, что очень важно при освоении больших высот или морских глубин.

В пятом разделе выполнено исследование эффективности предварительной обтяжки канатов на цилиндрических барабанах. Результаты исследований показали, что вредное влияние кручения и технологических дефектов изготовления на стойкость канатов могут быть значительно снижены их предварительной обтяжкой. Согласно существующим требованиям усилие вытяжки T_B определяется из условия двукратного запаса прочности обтягиваемого каната. Известные методы обтяжки шкивами трения и конструкции машин не обеспечивают таких усилий вытяжки из-за большой пробуксовки, потери круглой формы поперечного сечения каната, большой погрешности методики расчета усилия вытяжки. В связи с этим задачей настоящих исследований является определение усилия предварительной обтяжки каната и обоснование кинематических и геометрических параметров вытяжных устройств с применением цилиндрических барабанов.

В разработанном нами вытяжном устройстве (рис.1) повышение эффективности обтяжки каната 1 достигается применением спаренных цилиндрических барабанов 2 с кольцевыми канавками и обводных блоков 3. В данном случае процесс обтяжки возможен, если одна пара барабанов работает в двигательном режиме, а вторая - в тормозном. Эта задача решается определенным выбором числа зубьев

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

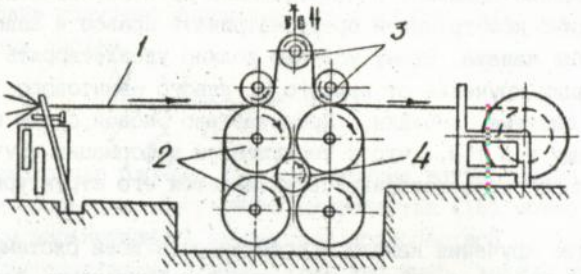

Рис.1. Устройство натяжения канатов при свивке

колес, скрепленных с барабанами и общим приводом их от одной приводной шестерни 4. Количественная оценка накопления деформации в процессе работы каната на фрикционных барабанах показывает, что при большой длине каната относительная деформация стремится к постоянной величине. Этим самым доказывается возможность обтяжки канатов цилиндрическими барабанами. Эффективность обтяжки значительно повышается при использовании краевого эффекта разностороннего изгиба каната на обводных блоках. В силу винтовой свивки элементов каната расстояние между обводными блоками принято кратным нечетному числу полушагов свивки. Тогда элемент каната, находящийся в зоне растяжения на первом блоке, будет одновременно находиться в зоне растяжения на втором блоке и подвергнут дополнительному нагружению. При движении каната все элементы будут испытывать такое циклическое нагружение. Дополнительное усилие от разностороннего изгиба каната равно

$$\Delta T_u = \frac{2r}{\pi(R + r_к)(n_1 + 2)} \cdot (EF)_к \ , \qquad (18)$$

где $(EF)_к$ - жесткость каната при растяжении; n_1 - нечетное число полушагов свивки; r - средний радиус слоя элементов.

Полное усилие вытяжки канатов с обводными блоками составит:

$$T_в' \geqslant T_в - \Delta T_u \ . \qquad (19)$$

Результаты расчета показали, что эффективность обтяжки канатов с обводными блоками обеспечивается при меньших усилиях вытяжки (примерно в 2 раза).

Для определения полной картины обтяжки необходимо установить

закон изменения усилия обтяжки в зависимости от интегральных физико-механических характеристик каната, а также конструктивных параметров органов навивки. Процесс обтяжки сопровождается упругопластическими деформациями растяжения, которые, на основании опытных диаграмм растяжения, можно аппроксимировать кривой второго порядка

$$T(x,t) = a\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + b\,\frac{\partial u}{\partial x}\ , \qquad (20)$$

где $u(x,t)$ - абсолютное удлинение каната, по отношению к недеформированному состоянию; a, b - опытные коэффициенты. Нелинейная зависимость между деформацией каната и усилием явно проявляется при первом нагружении, которым по сути является предварительная обтяжка. Условие равновесия каната на поверхности ведомого барабана запишем в виде уравнения Эйлера

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} - f\,\frac{T(x,t)}{R_1} = 0\ . \qquad (21)$$

Задача напряженно-деформированного состояния нелинейно-упругого каната при перемотке его на двух цилиндрических барабанах, вращающихся с различными скоростями $(\omega_2 > \omega_1)$, является краевой задачей с переменными границами и сводится к решению дифференциального уравнения (21) при 4-х граничных условиях:

в начале дуги скольжения Δl

$$a\left[\frac{\partial u(l-\Delta l,t)}{\partial x}\right]^2 + b\,\frac{\partial u(l-\Delta l,t)}{\partial x} = T_0\ ;$$

$$\frac{\partial u(l-\Delta l,t)}{\partial t} = 0\ ;$$

в конце дуги скольжения

$$a\left[\frac{\partial u(l,t)}{\partial x}\right]^2 + b\,\frac{\partial u(l,t)}{\partial x} = T(t)\ ;$$

$$\frac{\partial u(l,t)}{\partial t} = \omega_2(R_2 + r_к) - \omega_1(R_1 + r_к)\ .$$

Анализ полученного закона изменения усилия обтяжки в переходном режиме показывает, что это усилие довольно быстро стремится к установившемуся максимальному пределу $T_{ну}$ и является главным, так как обтяжке подвергаются канаты большой длины

$$T_{ну} = T_0 + (i\Phi - 1)\left[a(i\Phi - 1) + \sqrt{4aT_0 + b^2}\right], \qquad (22)$$

где T_0 - начальное натяжение каната;

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1}; \qquad \Phi = \frac{R_2 + r_к}{R_1 + r_к}.$$

Из формулы (22), принимая $a = 0$, можно получить усилие вытяжки для линейно упругого каната.

Полученная зависимость соответствует случаю навивки каната на один барабан. В случае навивки каната на спаренные барабаны установившееся усилие вытяжки получим в виде

$$T_у = T_{у1} \cdot \frac{\ln \frac{T_{ну}}{T_0}}{\ln \frac{T_{у1}}{T_0}}, \qquad (23)$$

где

$$T_{у1} = T_0 + (T_{ну} - T_0) \cdot \frac{1}{1 + \frac{l_б}{\pi R_1}};$$

$l_б$ - расстояние между барабанами.

Зная перепад натяжения $(T_у - T_0)$, несложно определить необходимое число витков каната, обеспечивающих требуемое усилие обтяжки. При необходимости получения меньшего усилия можно, например, уменьшить количество витков каната на ведомых барабанах. Более "тонкое" регулирование установившегося усилия обтяжки достигается изменением начального натяжения T_0.

Исследованиями показано: усилие обтяжки устанавливается за 3-6 оборотов барабанов и эффективно регулируется начальным натяжением при 4-5 витках трения, снижением усилия обтяжки на барабанах с кольцами можно пренебречь, расхождение теоретических результатов с опытными данными не превышает 10 %. Причины расхождения результатов объясняются реологическими свойствами канатов и точностью аппроксимации диаграмм их растяжения. Таким образом, полученные теоретические зависимости позволяют производить с достаточной точностью расчет энерго-силового режима обтяжки и рациональных параметров вытяжных установок барабанного типа.

Шестой раздел посвящен определению неравномерности нагружения

канатов грейферных механизмов с учетом форсированной работы приводов с независимым управлением, статической определимости конструкции прицепных устройств и их маятниковых смещений, углов девиации и изысканию способов устранения перегрузки канатов. Объектом исследований из прицепных устройств нами выбраны многочелюстные грейферы, определяющие технический ресурс канатов в наиболее тяжелом режиме работы.

Ограничивая задачу только определением усилий в канатах замыкания и подъема грейфера, можно отвлечься от большей части конструктивных особенностей каждого конкретного грейфера, заменив его воздействие на канатные системы соответствующим эквивалентным грузом. Процесс подъема одновременно двумя двигателями при обычных допущениях относительно намотки каната на барабан исследовали с помощью эквивалентной расчетной схемы двухканатного грейфера с упругой связью. Для определения коэффициентов неравномерности нагрузки между канатами K_1 и K_2 составлена система нелинейных интегро-дифференциальных уравнений движения груза и приводов механизмов замыкания и подъема грейфера, а также уравнение перемещений (условие совместности деформаций) элементов системы, решение которой выполнено методом моделирования при помощи ЭВМ. Исследован такой неустановившийся режим подъема грейфера, когда основной этап разгона двигателей закончен, но усилия в канатах неодинаковы. При этом принято: связь между канатными системами жесткая, что соответствует грейферам обычной конструкции. Начальные условия соответствовали весьма неблагоприятному и, вместе с тем, вполне реальному случаю, когда после захвата груза и разгона вся нагрузка приходится на механизм замыкания грейфера. Предполагалось, что провисание подъемного каната отсутствует. Исследовано влияние различных параметров на основную характеристику рассматриваемого неустановившегося процесса - относительное время выравнивания усилий в канатах h, выраженное в долях полной высоты подъема. Анализ решения показывает, что наибольшее влияние на параметр h оказывают форма и жесткость механической характеристики двигателей и коэффициент загрузки двигателя λ. В качестве базового примера построен график зависимости $h = f(\lambda)$ для существующего грейферного крана МГ 5/5 (рис.2). Результаты исследования показывают, что при существующей конст-

рукции грейферов равномерное распределение нагрузки между канатами может быть обеспечено только выравниванием усилий в канатах в начальный момент времени - например, непродолжительной одновременной работой двигателей на искусственных характеристиках с малой жесткостью и последующим синхронным разгоном. Так как при этом возможно снижение производительности крана, то целесообразнее предусматривать упруго-податливую связь, обеспечивающую эффективное выравнивание усилий в канатах.

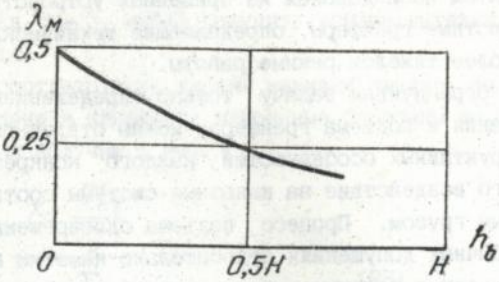

Рис.2. График загрузки двигателей (канатов)

При работе грейферных кранов с канатными системами наблюдается поперечное (маятниковое) смещение грейфера. Раскачивание грейфера при наличии жесткой связи в самой конструкции приводит к неравномерному распределению нагрузки между канатными системами и появлению дополнительной восстанавливающей силы, с учетом которой уравнение поперечного движения груза имеет вид

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \beta^2\psi = \frac{P(t)}{(m_0+m_1)l}, \qquad (24)$$

где $\beta=\sqrt{\frac{1}{l}\left(g+2\frac{(EF)_к}{m_2}\cdot\frac{b^2}{l^2}\right)\left(1+\frac{m_2}{m_0+m_1}\right)}$; ψ — угол отклонения каната от вертикали; m_0+m_1 - приведенная масса крана или тележки и механизмов передвижения; m_2 - масса грейфера с грузом; $2b$ - расстояние между барабанами; $P(t)$ - усилие разгона или торможения тележки или крана.

Из уравнения (24) при начальных условиях $t=0; \psi=0$ и в первом приближении, приняв $P(t)=$ const, получим максимальный угол отклонения каната от вертикали в виде

$$\psi_m = \frac{2P}{\left[g+2\frac{(EF)_к}{m_2}\frac{b^2}{l^2}\right](m_0+m_1+m_2)}. \qquad (25)$$

С другой стороны, из условия совместности деформаций поперечного отклонения и растяжения каната получим угол отклонения канатов с грузом

$$\psi = \frac{T_0}{(EF)_к \cdot f \cdot b}\left[f(K_\psi - 1)\cdot l + R_б(K_\psi - \ln K_\psi - 1)\right], \quad (26)$$

где T_0 - начальное натяжение каната при $\psi = 0$; K_ψ - коэффициент неравномерности нагрузки в канате от угла ψ. Полученная зависимость (26) комлексно учитывает упругие характеристики каната и конструктивные параметры крана. Результаты расчета по формулам (25) и (26) показывают, что при существующей конструкции грейфера и различных режимах работы коэффициент перегрузки в канатах составляет 1,5 - 1,9. Значительная перегрузка канатов объясняется форсированной работой механизмов горизонтального перемещения и наличием статической неопределимости конструкций грейферов.

Процесс зачерпывания челюстями неоднородного кускового материала приводит в полиспасте замыкания к перекосу нижней траверсы с блоками и появлению осевой силы, прижимающей блоки друг к другу. Наличие сил трения между блоками приводит к перераспределению нагрузки между ветвями каната замыкания грейфера и соответственно к перегрузке одной ветви каната.

Из условия равенства нулю всех вращающихся моментов от внешних и внутренних сил относительно оси блочной подвески получены аналитические зависимости, определяющие перегрузку в канатах. Результаты расчета для 4-х блочной подвески существующих конструкций грейферов показали, что эти перегрузки составляют 20-25 % от номинальной нагрузки. Такой перепад натяжений в ветвях каната может вызвать пробуксовку каната по блокам. Следствием таких условий работы является интенсивный износ и даже обрыв каната.

В результате проведенных исследований разработана методика расчета перегрузки канатов грейферных механизмов с независимым управлением приводов и рациональные способы устранения их перегрузки. Так, например, разработана самоцентрирующаяся обойма блоков, позволяющая компенсировать перекосы блочной подвески и углы девиации независимо от сближения блоков и тем самым обеспечить равномерное натяжение ветвей каната механизма замыкания. Установлено, что угол раствора ручья блоков полиспаста замыкания це-

лесообразно в этом случае принимать в пределах 20^0-30^0. На основании комплексных исследований задача обеспечения равномерного нагружения канатов и механизмов подъема и замыкания решена разработкой новой конструкции грейфера с упруго-податливой связью, которая достигается введением подвижной траверсы содержащей блоки подъемного каната и уравнительный блок полиспаста замыкания и соединенной с основной верхней траверсой через упругие элементы, а также введением дополнительной шарнирной связи, обеспечивающей самоцентрирование нижней группы блоков полиспаста замыкания. Промышленными экспериментами установлено, что перегрузки в канатах при существующей конструкции грейфера достигают расчетных величин, а при новой конструкции перегрузки в канатах значительно снижаются. При этом срок службы канатов увеличивается в 3-4 раза.

Седьмой раздел посвящен разработке метода расчета и обоснованию рациональных параметров канатных барабанов с составными цилиндрическими оболочками. Взаимодействие барабанов с канатом приводит к концентрации напряжений у лобовин и интенсивному износу каната и винтовой нарезки, наиболее удаленной от закрепленного конца каната. Поэтому становится целесообразным снижение концентрации напряжений и использование остальной сохранившейся части нарезки в зоне интенсивного износа при минимальных затратах на ее восстановление. Это достигается применением составных конструкций канатных барабанов, состоящих из основной цилиндрической части и насаженных на нее цилиндрических оболочек. С наступлением предельного износа винтовой канавки оболочки снимаются, переворачиваются на 180° и снова насаживаются на основную цилиндрическую часть. Этим самым достигается увеличение срока службы не только винтовой канавки барабана, но и каната примерно в 2 раза. Решение поставленной задачи по созданию теоретических основ расчета напряженного состояния составных барабанов и обоснованию выбора их рациональных параметров основано на линейной теории изгиба цилиндрических оболочек и сводится к решению дифференциального уравнения:

$$D_c \frac{d^4 W}{dx^4} + KW = q(x) , \qquad (27)$$

где D_c - цилиндрическая жесткость оболочки при изгибе; W - перемещение оболочки в радиальном направлении; K - коэффициент

жесткости; $q(x)$ - внешняя нагрузка, равномерно распределенная по окружности оболочки.

В результате решения уравнения (27), получены зависимости, описывающие перемещения составных оболочек для случая, когда в результате осесимметричной деформации начальный зазор Δ между оболочками выбирается и возникает зона сплошного контакта.

Исследованиями установлено, что в случае $q > \Delta K_н$ сплошной контакт сохраняется по всей поверхности, в случае $q < \Delta K_н$ реактивное давление отсутствует и вся внешняя нагрузка будет восприниматься только наружной оболочкой. Конструктивно рациональным условием работы составных цилиндрических оболочек является равномерное распределение внешней нагрузки q между оболочками. Тогда толщины оболочек можно принять одинаковыми и меньше в два раза толщины обычных однослойных барабанов. Другие желаемые соотношения толщин оболочек определяются наличием гарантированного зазора. При одинаковых длинах оболочек и $\Delta = 0$ наибольший изгибающий момент возникает у лобовины основного барабана и равен

$$M_{лб} = 0{,}3 \cdot \frac{h_в R_в}{\sqrt{(1 + h_н/h_в)(1 + h_н^3/h_в^3)}} \cdot q, \qquad (28)$$

где $h_в$ и $R_в$ - толщина и радиус срединной поверхности основного барабана; $h_н$ - толщина стенки наружной оболочки. Результаты исследований показывают, что составные барабаны у лобовин имеют значительно меньшие нагрузки, чем в обычных барабанах и могут быть сведены к минимуму, если внешнюю оболочку принять короче внутренней на величину

$$a \geq 0{,}4\pi \sqrt{R_в \cdot h_в}. \qquad (29)$$

Расчет напряжений в опасных сечениях показывает, что для основного барабана главными являются напряжения изгиба $\sigma_{ив}$, а для внешней оболочки - напряжения сжатия $\sigma_{сн}$.

Конструкции составных барабанов с дискретным опиранием предусматривают скользящую посадку на достаточно узких посадочных поясках по краям внешних оболочек. В этом случае функции внешних оболочек и внутреннего (основного) барабана "разделяются": внешние оболочки воспринимают всю сжимающую нагрузку от навитого каната, а внутренняя выполняет роль связующего элемента конструк-

ции, воспринимая лишь нагрузку в местах дискретного опирания. Расчетная схема конструкции представлена в виде симметричной статически неопределимой системы с различными жесткостями участков основного барабана, согласно которой составлена система уравнений совместности деформаций. В результате решения этой системы уравнений получены аналитические зависимости для определения реактивных сил у границ участков с учетом влияния жесткостных характеристик среднего участка основного барабана. Для случая большой изгибной жесткости среднего участка, что характерно для многих конструкций барабанов, решение системы уравнений значительно упрощается. Полученные зависимости для реактивных сил и перемещений позволяют определить напряженное состояние составного барабана в любом сечении. Для внешних оболочек влиянием силовых факторов, приложенных на концах, можно пренебречь.

Согласно расчетным данным, условие равнопрочности составного барабана выполняется при соотношении толщин наружной и внутренней оболочек $h_н/h_в$=0,25-0,35 и гарантированном зазоре в местах дискретного опирания. Причем, величина погрешности зазора как для случая дискретного опирания, так и с поверхностным контактом может привести к существенному перераспределению нагрузки, когда оболочки имеют близкие деформативные свойства. В этих условиях экспериментальные исследования становятся основой для уточнения методики расчета и основных рекомендаций конструктивного исполнения элементов составного барабана. Опыты проводили на специальной установке испытания цилиндрических оболочек с применением тензометрического метода измерений напряжений. Установлено, что расчет основного барабана на прочность следует вести с учетом постоянного среднего зазора, а внешнюю оболочку с учетом максимального зазора для заданной точности сборки соединения. Сравнительный анализ расчетных и опытных данных подтверждает достоверность теоретических исследований и разработок.

З А К Л Ю Ч Е Н И Е

В диссертации на основании проведенных исследований выполнены научно-обоснованные решения и технические разработки по созданию подъемно-транспортных машин, имеющие важное народнохозяйственное значение для металлургической, горнодобывающей и других отраслей промышленности. Научное обоснование решений и технических разра-

боток построено на установленных зависимостях, описывающих напряженно-деформированное состояние растяжения и кручения каната в зависимости от технологических несовершенств его свивки и физико-механических характеристик, геометрических и конструктивных параметров органов навивки и полиспастных систем, циклических нагружений и режима работы механизмов подъема и горизонтального перемещения, послуживших основой для разработки методов расчета и обоснования выбора рациональных параметров канатов, органов навивки и полиспастных систем, обеспечивающих повышение эффективности работы подъемных кранов.

Основные выводы и рекомендации по работе следующие:

1. Разработаны функциональные зависимости, определяющие деформацию кручения каната при взаимодействии с органами навивки и комплексно учитывающие влияние внутренних контактных нагрузок и внешнего воздействия со стороны органов навивки, а также связь между кручением каната, углами девиации, геометрией каната и ручья органов навивки, параметрами винтовой навивки и полиспастной системы. Эти зависимости позволили учесть взаимное влияние ветвей полиспаста в режиме "подъема-спуска", накопление кручения при циклических нагружениях, а также устойчивость всей системы против закручивания.

2. Обширными экспериментальными исследованиями установлено, что с увеличением числа циклов подъема кручение каната по мере его обтяжки значительно уменьшается и стабилизируется на 10-12 цикле, а накопление кручения в ветвях полиспаста ограничивается пробуксовкой каната в ручье блока и барабана при подъеме или спуске крюковой подвески без груза. По результатам экспериментальных данных и их анализа определены поправочные коэффициенты и зависимости, уточняющие расчет кручения каната при взаимодействии его с блоками и барабанами.

Сравнительный анализ данных результатов эксперимента и расчета показывает достаточное их совпадение при малых углах девиации $\lambda = 2^{\circ}$; для больших углов ($\lambda = 4^{\circ}$-6°) следует вводить в расчет поправочный коэффициент (1,5 - 2). Расхождение при этом не превышает 10 % при надежности $P = 0,95$.

3. Значительное снижение кручения каната вызванное углами девиации достигается выбором рациональных параметров органов на-

вивки, которые определены аналитически с использованием функциональных зависимостей при условии минимального кручения каната и обоснованно установлены их величины: угол раствора ручья блока (55° - 60°), для барабанов (D=400-600 мм) увеличение шага винтовой канавки соответственно на (1-2) мм.

4. Разработаны эффективные методы компенсации кручения с применениеми правого и левого винтового движения каната, а также снижения кручения путем выбора рациональных параметров органов навивки и в целом полиспастных систем, различных схем запасовки каната с учетом направления его свивки и использованы при модернизации существующих и проектировании новых подъемных устройств. Повышение технического ресурса и устойчивости подъемных систем с применением барабанных фрикционных приводов обеспечивается разработкой новых подъемных устройств и фрикционных приводов на основе сдвоенных полиспастов с полной компенсацией кручения каната и всей системы.

5. Получены аналитические зависимости для определения напряженного состояния каната, отличающиеся учетом разности длин элементов на шаге свивки. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что максимальный коэффициент концентрации напряжений в канате, определяемый разностью длин элементов, находится в пределах К=1,3-1,4.

6. Установлена функциональная зависимость между усилием обтяжки и разностью скоростей вращения барабанов, физико-механическими характеристиками каната и разностороннего его изгиба на обводных блоках. Показано, что разносторонний изгиб каната на обводных блоках при длине прямого участка между ними кратной нечетному числу полушагов свивки создает дополнительное циклическое нагружение элементов и этим самым позволяет обтягивать канаты усилием в 2 раза меньше, не снижая эффективности процесса обтяжки. Новая конструкция барабанной вытяжной установки с обводными блоками может применяться для обтяжки канатов как при их свивке, так и перед их эксплуатацией.

7. Разработана математическая модель подъема и горизонтального перемещения грейфера с грузом как системы интегро-дифференциальных уравнений движения приводов, груза, совместности деформаций механических систем замыкания и подъема грейфера, позволившие

определить неравномерное нагружение канатов с учетом физико-механических характеристик каната, конструкции грейфера и режима работы механизмов. Решение этих уравнений выполнено для различных расчетных схем. По результатам комплексных исследований установлены:

- существенное влияние жесткой связи между двумя канатными системами с независимым управлением двигателей подъема и замыкания грейфера и целесообразность введения упругой связи, обеспечивающей эффективное выравнивание усилий в канатах и демпфирование колебаний при подъеме груза;
- форсированная работа механизмов горизонтального перемещения крана и тележки сопровождается поперечными смещениями грейфера и перегрузками канатов, обусловленные наличием жесткой связи между канатными системами;
- влияние перекосов нижней блочной подвески полиспаста замыкания на перегрузки в ветвях каната и необходимость компенсации перекосов применением самоцентрирования нижней группы блоков относительно верхних на всех циклах работы грейфера.

8. Разработана и внедрена новая конструкция канатного грейфера, обеспечивающая статическую определимость вертикальных нагрузок в канатах и уменьшение их перегрузки за счет равномерного распределения концевой нагрузки на канаты и двигатели обоих механизмов путем установки уравнительного блока полиспаста замыкания на траверсе, которая подвижно связана с корпусом грейфера через упругие элементы, и самоцентрирования нижней группы блоков таким образом, что перекосы и углы девиации в канатах замыкания полностью исключены. По результатам промышленных испытаний срок службы канатов увеличивается в 3-4 раза.

9. Эффективность применения новых составных барабанов со съемными оболочками из профилированного проката обеспечивается более полным использованием винтовой канавки под канат при меньших затратах на ее восстановление, увеличением цилиндрической жесткости, экономией металла и увеличением стойкости каната.

10. Получены функциональные зависимости между напряженно-деформированным состоянием составных барабанов и силовыми факторами, определяемыми основными соотношениями линейной теории изгиба цилиндрических оболочек, на основании которых выполняются расче-

ты составных барабанов и технические решения по снижению максимальных напряжений. Установлено, что при сплошном контакте расчет составного барабана на прочность следует вести с учетом заданной точности сборки соединения оболочек. Для случая дискретного опирания условие равнопрочности выполняется при соотношении толщин оболочек 1:2, при гарантированном зазоре это соотношение можно уменьшить в два раза.

11. Осуществлено промышленное внедрение комплекса технических решений и разработок: грузоподъемные устройства с компенсацией кручения канатов и всей системы, предварительная силовая калибровка новых канатов, новые конструкции канатных грейферов и барабанов, позволившие за период с 1974-1991 гг. существенно увеличить технический ресурс канатов и подъемных кранов за счет сокращения затрат и получить реальный экономический эффект около 760 тыс. руб. (в ценах 1975 г.).

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

БРОШЮРЫ

1. Чукмасов С.Ф., Земляков И.П., Рослик А.И. и др. Футерование ручьев крановых блоков: Инф. листок ЦВТИ.- Днепропетровск, 1965. -13 с.

СТАТЬИ В НАУЧНЫХ ИЗДАНИЯХ

2. Чукмасов С.Ф., Рослик А.И. Приспособление для измерения величины кручения канатов грузоподъемных машин // Вестник машиностроения.-1963.-№9.-С.31-32.

3. Рослик А.И. Экспериментальное исследование кручения крановых канатов // Сб. Стальные канаты. - Вып.1.- Киев: Техника, 1964.-С.253-255.

4. Чукмасов С.Ф., Земляков И.П., Рослик А.И. и др. Повышение сроков службы стальных крановых канатов в эксплуатационных условиях // Сб. Исследование узлов и деталей ПТМ.-Вып.7 (49).-М.: ВНИИПТМАШ (ОТИ), 1964.-С.67-78.

5. Чукмасов С.Ф., Рослик А.И. Кручение крановых канатов от дополнительного растяжения при изгибе // Сб. Стальные канаты.- Вып.2.-Киев: Техника, 1965.-С.195-197.

6. Рослик А.И., Суровцев В.С. Футерование канатных блоков //

Бюллетень ЦНИИ и ТЭИЧМ.- 1965.-N19.-С.54-55.

7. Рослик А.И. Упругое кручение каната // Металлургическая и горнорудная промышленность.- 1966.-N6.-С.51-52.

8. Чукмасов С.Ф., Трушин А.В., Рослик А.И. и др. Силовая калибровка канатов // Сб. Стальные канаты.-Вып.3.-Киев: Техника, 1966.-С.242-245.

9. Рослик А.И. Кручение подвесок полиспастных систем // Сб. Стальные канаты.-Вып.4.-Киев: Техника, 1967.-С.101-103.

10. Рослик А.И. Кручение крановых канатов в процессе эксплуатации // Сб. Стальные канаты.- Вып.4.- Киев: Техника, 1967. - С.103-108.

11. Чукмасов С.Ф., Суровцев В.С., Рослик А.И. и др. Определение оптимальных конструкций крановых канатов // Сб. Стальные канаты.-Вып.4.-Киев: Техника, 1967.-С.236-241.

12. Павленко Ю.Г. Рослик А.И. Распределение нагрузки в элементах канатов двойной свивки // Сб. Стальные канаты. - Вып.5.- Киев: Техника, 1968.-С.229-230.

13. Рослик А.И., Павленко Ю.Г. Тензометрический метод определения натяжения прядей в канатах двойной свивки // Сб. Детали машин и ПТМ.-Киев: Техника, 1969.-N9.-С.130-132.

14. Рослик А.И., Павленко Ю.Г. Исследование кручения канатов на многоблочных полиспастах // Сб. Стальные канаты.- Вып.6.-Киев: Техника, 1969.-С.213-215.

15. Рослик А.И., Павленко Ю.Г. Расчет параметров блоков и барабанов с учетом минимального кручения каната // Сб. Стальные канаты.-Вып.6.-Киев: Техника, 1969.-С.215-218.

16. Рослик А.И., Павленко Ю.Г., Свириденко Л.Г. Расчет и выбор канатов конусных лебедок доменных печей // Сб. Металлургия и коксохимия.-Киев: Техника, 1970.-N19.-С.94-95.

17. Ткачев С.М., Павленко Ю.Г., Рослик А.И. и др. Кручение каната в условиях работы фрикционного привода // Сб. Надежность ПТМ. -1970. -N1(96). - М.: ВНИИПТМАШ. -С.185-188.

18. Рослик А.И., Краснобаев Ю.В., Павленко Ю.Г. Исследование несимметричного растяжения крановых канатов // Сб. Стальные канаты. Вып.8.-Киев: Техника, 1971.-С.138-140.

19. Рослик А.И., Павленко Ю.Г. Кручение каната в условиях четырехбарабанного фрикционного привода // Сб. Стальные канаты.

-Вып.9.-Киев: Техника, 1972.-С.217-220.

20. Рослик А.И., Павленко Ю.Г. Исследование несимметричного растяжения предварительно обтянутых канатов // Сб. Стальные канаты.-Вып.10.-Киев: Техника, 1973.-С.22-23.

21. Рослик А.И., Яровой В.Е., Соломахов Г.Г. и др. Двухканатный многочелюстный грейфер с подвижной траверсой // Сб. Новые методы проектирования, расчета, испытаний и эксплуатации ПТМ и контейнеров.- М.: НТО МАШПРОМ, 1974.-С.15-16.

22. Рослик А.И. Перегрузки в канатах грейферных кранов при поперечных смещениях грейфера // Вестник машиностроения.- 1980.- N11.-С.34-36.

23. Рослик А.И., Соломахов Г.Г., Яровой В.Е. и др. Новая конструкция канатного грейфера // Бюллетень ЦНИИ и ТЭИЧМ.- 1980.- N19.-С.46-47.

24. Глушко М.Ф., Рослик А.И., Демченко А.И. Эффективность обтяжки канатов на барабанах с обводными блоками // Сб. Стальные канаты. -К.: Лыбиль, 1991.-С.34-38.

25. А.с. 151457 СССР. Уравнительное устройство для сдвоенных полиспастов / С.Ф.Чукмасов, А.И.Рослик. (СССР). - Опубл. в Б.И., 1962.- N21.

26. А.с. 308969 СССР. Фрикционная лебедка / Г.Л.Павленко, А.И.Рослик, Ю.Г.Павленко. (СССР). - Опубл. в Б.И., 1971.- N22.

27. А.с. 387249 СССР. Установка для испытания цилиндрических оболочек / Г.Л.Павленко, В.Е.Яровой, А.И.Рослик и др. (СССР). - Опубл. в Б.И., 1973.- N27.

28. А.с. 582164 СССР. Устройство для натяжения канатов / Г.Л.Павленко, А.И.Рослик, В.Е.Яровой и др. (СССР).- Опубл. в Б.И., 1977.-N44.

29. А.с. 591388 СССР. Канатный грейфер / И.П.Макридин, А.Ю. Шпигель, А.И.Рослик и др. (СССР).- Опубл. в Б.И.,1978.- N5.

30. А.с. 954533 СССР. Устройство для натяжения канатов / А.И.Рослик, М.Ф.Глушко, Ю.Г.Павленко. (СССР). - Опубл. в Б.И., 1982.- N32.

31. А.с. 759451 СССР. Канатный барабан/ А.И.Рослик, К.И.Тарасов, В.Н.Поляков и др. (СССР).- 1980.

32. А.с. 872443 СССР. Грузоподъемное устройство / А.И.Рослик, М.Ф.Глушко, Ф.К.Клименко и др. (СССР).- Опубл. В Б.И.,1981.- N38.

33. А.с. 1497478 СССР. Пробежная машина для испытания канатов

и канатных блоков на долговечность / П.И.Пузырьков, А.И.Рослик. (СССР). - Опубл. в Б.И., 1989.- N28.

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ

34. Кравченко Г.Ф., Рослик А.И., Яровой В.Е. и др. Эксплуатационные нагрузки в канатах грейферных кранов // Сб. Повышение надежности и долговечности металлургического оборудования.-Днепропетровск, 1972.-С.69-70.

35. Павленко Г.Л., Рослик А.И., Яровой В.Е. Исследование обтяжки канатов с упругими несовершенствами на цилиндрических барабанах с жесткой кинематической связью // Сб. Прочность и долговечность стальных канатов.-М.: НТИ морского флота, 1976.-С. 99-100.

36. Рослик А.И. К вопросу определения технических условий обтяжки канатов // Сб. Прочность и долговечность стальных канатов.-М.: НТИ морского флота, 1976.-С.101.

37. Рослик А.И., Яровой В.Е., Демченко А.И. и др. Влияние перекосов блочной подвески на стойкость канатов грейферных кранов // Сб. Повышение надежности и долговечности металлургического оборудования.-Днепропетровск, 1977.-С.56.

38. Павленко Г.Л., Рослик А.И., Яровой В.Е. и др. Экспериментальные исследования работоспособности установки для обтяжки канатов // Сб. Повышение надежности и долговечности металлургического оборудования.-Днепропетровск, 1977.-С.57-58.

ABSTRACT

Roslyck, A.I. Theoretical fundamentals of the choice of cranes hoisting ropes and sheaves parameters. Dissertation to qualify for the Doctor of Technical Sciences Degree in "Hoisting and Conveying Machines" (05.05.05). The State Metallurgical Academy of Ukraine, Dniepropetrovsk, 1995.

Dissertation presents scientifically-grounded solutions and tachnological developments aimed at designing cranes, with account to the quality of twining, twist effects, rope rheological properties, construction peculiarities of knots and hoisting gear operating conditions, on the basis of which a system of new methods is suggested which enables to define effective parameters of sheaves, drums, rope pulley blocks and clamshells resulting in the decrease of technological twining and twisting defects, improvement of safety and reliability of cranes by up-dating the existing hoisting machines and designing the new ones. The main results are published in 24 printed papers, 9 patents and 5 abstracts of reports.

АНОТАЦІЯ

Рослик О.І. Наукові основи і обгрунтування вибору параметрів канатів та органів навивання підйомних кранів. Дисертація на одержання наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності 05.05.05. -"Підйомно-транспортні машини", Державна металургійна академія України, Дніпропетровськ, 1995.

У дисертації виконані науково-обгрунтовані рішення і технічні розробки по створенню підйомних кранів з врахуванням якості сукання, кручення, реологічних властивостей каната, конструктивних особливостей вузлів та режиму роботи механізмів, на підставі яких розроблено комплекс нових методів визначення раціональних параметрів блоків, барабанів, поліспастів та причіпних пристроїв (грейферів), що забезпечують зниження технологічних дефектів сукання і кручення канатів, а також підвищення безпеки та ефективності шляхом модернізації існуючих і створення нових вантажопідйомних машин. Основний зміст роботи викладений у 24 друкованих роботах, 9 винаходів та 5 тезах доповідей.

Ключові слова: канат, блок, барабан, кран, грейфер, кручення, механізм, вузол, напруження, ефективність.

Відповідальний за випуск Симанович Г. А.

Підписано до друку 3.08.95. Формат 60x84/16. Папір друкарський. Офсетний друк. Умовн. друк. арк. 1,86. Умовн. фарб.-відб. 1,86. Тираж 100. Замовлення N 383. Замовлене.
ВПОП "Дніпро", 320070, м. Дніпропетровськ, вул. Серова, 7.

453936

Ав 32.962
Ав 32.962