

А622.64
Е528

На правах рукописи

ЕЛМАНОВ Валерий Дмитриевич

УДК 622. 647. 1. 001. 24-762-192: 537. 612. 2: 622. 333

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА
ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ШАХТНЫХ
СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ НОВОГО УРОВНЯ
КАЧЕСТВА**

Специальность 05.05.06—„Горные машины“

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

КЕМЕРОВО 1995

Работа выполнена в Кузбасском государственном техническом университете и на Анжерском машиностроительном заводе (АО „Анжеромаш“).

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор, заслуженный
деятель науки и техники РФ
А. Н. Коршунов

доктор технических наук,
профессор, заслуженный
деятель науки и техники РФ
Г. И. Солод

доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Ю. И. Поляков

Ведущее предприятие— Анжерский машиностроительный завод (АО „Анжеромаш“).

Защита диссертации состоится 23 октября 1995 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д 063.70.01 при Кузбасском государственном техническом университете по адресу: 650026, г. Кемерово, 26. ул. Весенняя, 28.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Кузбасского государственного технического университета.

Автореферат разослан

8 сентября 1995 года

Ученый секретарь
диссертационного
совета Д 063. 70 01
член-корреспондент АЕН,
доктор технических наук,
профессор

Б. А. АЛЕКСАНДРОВ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Решение задач технического перевооружения угольной промышленности неразрывно связано с дальнейшим развитием и совершенствованием внутришахтного транспорта как одного из основных производственных процессов и в первую очередь за счет полной конвейеризации на выемочных участках и в наклонных выработках.

Наиболее высокопроизводительным типом машин непрерывного транспорта являются ленточные конвейеры, но в угольной промышленности, особенно при сложных горно-геологических условиях, неизбежны выработки сравнительно небольшой длины и с небольшим сроком службы, а также выработки переменной длины. В этих выработках наиболее рационально устанавливать разборные скребковые конвейеры. Они широко используются в качестве основного транспортного средства в подготовительных выработках, а также в забоях и по промежуточным выработкам при отработке нарушенных пластов.

Парк разборных скребковых конвейеров на шахтах страны составляет свыше 11 тыс. штук (а на шахтах СНГ свыше 17 тыс. штук, что в 2 раза больше числа передвижных забойных скребковых конвейеров и в 1,56 раз больше количества ленточных конвейеров). Разборные скребковые конвейеры являются самым массовым средством транспорта в угольных шахтах.

Большие объемы перемещаемых грузов, непосредственное влияние надежности транспортных средств на темпы добычи угля ставят проблемы совершенствования средств непрерывного транспорта в ряд приоритетных. К скребковым конвейерам предъявляются все более трудно выполнимые требования дальнейшего интенсивного повышения их производительности, прочности, надежности и долговечности. Необходимость выполнения этих требований предполагает поиск нетрадиционных решений совершенствования функциональных элементов скребковых конвейеров, разработку методов расчета и проектирования.

Настоящая работа непосредственно связана с одной из важнейших проблем народного хозяйства - повышением качества машин, что свидетельствует об ее актуальности.

Исследования выполнялись совместно с Анжерским машиностроительным заводом в рамках отраслевых планов НИР Минуглепрома страны, программы "Уголь Кузбасса", являющейся составной частью комплексной региональной программы "Сибирь" на основании постановления ГКНТ СССР и Президиума АН СССР от 13.07.84 № 385/96.

Цель работы - создание принципиально новых конструктивно-технологических решений, обеспечивающих существенное повышение уровня качества разборных скребковых конвейеров и их более эффективную эксплуатацию в сложных горно-геологических условиях.

Идея работы состоит в том, что повышение качества шахтных скребковых конвейеров достигается научно обоснованным изменением основных параметров, выявленных характером взаимодействия функциональных элементов скребковых конвейеров и транспортируемого груза.

Задачи исследований. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- изучение характера взаимодействия функциональных элементов разборных скребковых конвейеров и транспортируемого груза и выявление основных параметров, изменение которых оказывает существенное влияние на уровень качества скребковых конвейеров;

- разработка научных основ целенаправленного изменения основных параметров функциональных элементов скребковых конвейеров и машины в целом;

- разработка технических и конструктивно-технологических решений, в том числе рациональных форм, конфигурации и конструктивных параметров функциональных элементов, использование которых приводит к повышению качества скребковых конвейеров;

- разработка методик расчета и исследования работоспособности функциональных элементов и составляющих их частей;

- оценка эффективности новых технических решений и скребковых конвейеров с их использованием на основе методики комплексной оценки уровня качества горных машин с учетом выявленного комплекса основных параметров.

Методы исследований. В процессе выполнения работы использовались следующие методы:

- аналитический, включающий: анализ и обобщение теоретических и производственных достижений; конструкторскую проработку технических решений; использование теории и положений математической статистики, сопротивления материалов, теории упругости, теории вероятности, теории надежности, математического моделирования, графического построения, электрической аналогии и суперпозиции, теории магнитных цепей;

- экспериментальный, включающий лабораторные, стендовые и промышленные испытания с использованием тензометрирования, теории подобия и моделирования.

Научные положения, выносимые на защиту:

- комплекс основных параметров, определяющих уровень качества скребковых конвейеров и наиболее влияющих на эффективность их использования, определяется характером взаимодействия функциональных элементов скребковых конвейеров и транспортируемого груза и является исходной базой научно обоснованного выбора приоритетных направлений совершенствования скребковых конвейеров;
- новый метод измерения износа поверхности трения по изменению массы вставных свидетелей позволяет определить закономерности изнашивания решетчатого става скребковых конвейеров и на их основе выявлять наиболее эффективные средства снижения износа решетков;
- характер контактирования звеньев круглозвенных цепей 18×64, применяемых в качестве тяговых органов скребковых конвейеров, существенно определяется правильностью геометрической формы звеньев и упругой деформацией их при нагружении, и является основой построения расчетной схемы звена при выводе зависимости величин напряжений в сечениях звеньев от растягивающей нагрузки;
- изменение углов бочкообразности звеньев при изготовлении круглозвенных цепей 18×64 с $+3^{\circ}$ на -2° , базирующееся на установленных закономерностях влияния изменений геометрической формы звеньев на усталостную долговечность цепей, позволяет повысить усталостную долговечность цепей в 1,6 раза;
- величины критических углов изгиба желоба в плоскости доставки груза в значительной степени зависят от усилия натяжения тягового органа, а их определение, для исключения возможности "всплывания" тягового органа, обеспечивается разработанным графоаналитическим методом;
- выбор рациональных форм и конструктивных параметров тягового органа обеспечивается сравнительным анализом эксплуатационных характеристик опытных образцов с привлечением специальных оценок работоспособности тяговых органов скребковых конвейеров по обобщенному качественному показателю, учитывающему критерии устойчивости, сопротивления движению и транспортирующей способности;
- представление магнитных систем с кольцевыми постоянными магнитами в виде n П-образных элементарных магнитных систем с переменной площадью сечения магнита и магнитопровода и определение магнитного сопротивления каждого элемента системы и проводимостей ее узлов по сумме магнитных потоков при работе на нее отдельно n элементарных магнитных систем, исключает возможность ошибок при применении метода суперпозиции для нелинейных систем.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций. Научные положения, выводы и рекомендации, сформулированные в диссертации, обоснованы сочетанием теоретических исследований с экспериментальными, проведенными в лабораторных и производственных условиях; применением методов математической статистики, сопротивления материалов, теории упругости, математического моделирования, теории вероятностей, теории надежности, электрической аналогии и суперпозиции; достаточным объемом выполненных экспериментов; удовлетворительной сходимостью (94%) результатов аналитических и экспериментальных исследований; положительными результатами многолетней реализации предложенных решений по повышению уровня качества скребковых конвейеров.

Научная новизна работы заключается в:

- обосновании комплекса основных параметров, определяющих уровень качества скребковых конвейеров, позволяющего произвести научный выбор приоритетных направлений совершенствования скребковых конвейеров;

- разработке технического принципа нового метода измерения износа поверхности трения по изменению массы вставных свидетелей и методики его использования при исследовании изнашивания решеток скребковых конвейеров;

- установлении зависимости величин напряжений в сечениях звеньев круглозвенных цепей от растягивающей нагрузки с учетом влияния угла контакта звеньев и искажений их геометрической формы;

- установлении закономерностей влияния на усталостную долговечность круглозвенных цепей изменений геометрической формы звеньев, позволивших выявить рациональную конфигурацию звеньев, обеспечивающую повышение усталостной долговечности цепей в 1.6 раза;

- выявлении для скребковых конвейеров типа С зависимостей критических углов изгиба желоба в плоскости доставки груза от усилия натяжения тягового органа и закономерностей влияния свойств транспортируемого груза, степени загрузки конвейера и положения груза относительно цепи на характер движения тягового органа, позволяющих исключать возможность "всплывания" тягового органа;

- разработке методики расчета соединительных звеньев тяговых круглозвенных цепей на основе гипотезы плоских сечений, отличающейся тем, что упругие деформации и перемещения точек определяют-ся через потенциальную энергию деформируемого бруса;

- разработке методики исследования работоспособности тяговых органов скребковых конвейеров, позволяющей на стадии проектирования производить сравнительный анализ эксплуатационных характеристик опытных образцов, отличающейся тем, что выбор рациональных форм и конструктивных параметров тягового органа производится по обобщенному качественному показателю, учитывающему критерии устойчивости, сопротивления движению и транспортирующей способности;

- разработке методики расчета магнитных систем с кольцевыми постоянными магнитами, представленных из n П-образных элементарных магнитных систем, отличающейся тем, что магнитное сопротивление каждого элемента системы и проводимости ее узлов определяются по сумме магнитных потоков при работе на нее отдельно n элементарных магнитных систем, что исключает возможность ошибок при применении метода суперпозиции для нелинейных систем.

Личный вклад заключается в развитии алгоритма процесса совершенствования скребковых конвейеров с постоянным контролем качества; в обосновании определяющих параметров наиболее влияющих на уровень качества скребковых конвейеров; в разработке технического принципа нового метода измерения износа поверхности по изменению массы вставных свидетелей и методики его использования для исследования износа решетчатого става скребковых конвейеров; в разработке методик: определения напряжений в сечениях круглозвенных цепей, расчета соединительных звеньев, исследования работоспособности тяговых органов скребковых конвейеров, расчета магнитных систем с кольцевыми магнитами для уплотнения подшипниковых узлов горных машин, аналитического исследования критических параметров "всплывания" тягового органа одноцепных конвейеров по борту решетки; в установлении рациональной конфигурации звеньев круглозвенных цепей.

Практическое значение работы заключается в том, что ее результаты позволяют решать комплекс задач, связанных с совершенствованием и созданием скребковых конвейеров нового технического уровня, и могут быть использованы для создания эффективных магнитных уплотнений валов горных машин.

Реализация выводов и рекомендаций работы. Разработанные методики, конструктивные решения и рекомендации в полном объеме используются Гипроуглемашем и Анжерским машиностроительным заводом, являющимися основными разработчиками и изготовителями разборных скребковых конвейеров. Основные результаты данной работы реализованы в скребковых конвейерах нового поколения 1С-50, 1С-50-01,

2СР-70М. Результаты исследований включены в рабочие программы учебных курсов "Шахтный транспорт", "Транспортные машины" и "Проектирование и конструирование транспортных машин", а также в курсовое и дипломное проектирование для студентов специальности 1701 - "Горные машины и оборудование".

Апробация работы. Работа и ее отдельные части докладывались и получили одобрение: в лаборатории безопасности средств безрельсового транспорта ВОСТНИИ (Кемерово, 1972 г.); на П-й научно-технической конференции молодых ученых и специалистов горной промышленности Кузбасса (Кемерово, 1972 г.); на ежегодных научных конференциях Кузбасского политехнического института (Кемерово, 1968-1994 гг.); на практических конференциях по повышению качества продукции Анжерского машиностроительного завода (Анжеро-Судженск, 1968-1994 гг.); на научном совете института Гипроуглегормаш (Караганда, 1989 г.); на техническом совещании по разработке забойно-транспортного комплекса Ассоциации "Кузбассуглемаш" (Анжеро-Судженск, 1994 г.); на семинаре кафедры горной механики и транспорта МГУ (Москва, 1994 г.); в институте Гипроуглемаш (Москва, 1994 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликованы монография и 41 статья, получено 3 авторских свидетельства на изобретения.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, семи разделов и заключения, изложенных на 367 страницах, и содержит 260 страниц машинописного текста, 135 рисунков, 27 таблиц, список литературы из 212 наименований, приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Положительный опыт внедрения и эксплуатации скребковых конвейеров в 1935-1936гг. позволил им в короткий срок вытеснить все прочие виды оборудования механизации доставки угля по участковым выработкам угольных шахт. Но эксплуатация первых партий скребковых конвейеров выявила ряд недостатков, для устранения которых требовалось изменение конструкции. Кроме того, возрастающие нагрузки на транспортные средства вызвали необходимость постоянного совершенствования скребковых конвейеров.

Важность данной проблемы подчеркивается тем, что шахтные разборные скребковые конвейеры до настоящего времени являются самым массовым средством транспорта и эксплуатируются в наиболее сложных условиях.

Большой вклад в создание и совершенствование скребковых конвейеров для угольной промышленности принадлежит научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтам: ИГД им. А.А.Скочинского, Гипроуглемашу, ВНИИПТуглемашу, Харьковскому и Анжерскому машиностроительным заводам, Днепропетровскому и Московскому горным, Донецкому, Тульскому, Карагандинскому и Кузбасскому политехническим институтам.

Наибольший вклад в область исследования и создания новых технических решений по скребковым конвейерам и его функциональным элементам внесли: Б.А.Агеев, Г.И.Ветеха, Б.Л.Давыдов, А.В.Докукин, В.Е.Домбровский, В.Л.Журавлев, И.И.Ивашков, Ю.И.Кисель, А.П.Леонов, В.А.Макаров, Н.Р.Маслеников, П.М.Овсянников, Г.И.Перминов, Ю.А.Рыхальский, Н.Д.Самойлюк, П.В.Семенча, Г.И.Солод, И.С.Солопий, А.О.Спиваковский, М.М.Тененбаум, В.А.Тимошкин, В.Ф.Угольников, В.Н.Хорин, Л.И.Чугреев, Л.Г.Шахмейстер, К.И.Шахова, И.Г.Штокман, Б.А.Эйдерман и другие ученые.

Кузбасский государственный технический университет совместно с Анжерским машиностроительным заводом (головным по производству разборных скребковых конвейеров), занимаясь совершенствованием скребковых конвейеров и их функциональных элементов, разработали алгоритм процесса создания и совершенствования конвейеров. Алгоритм, кроме сбора и обработки информации о надежности и долговечности скребковых конвейеров и их функциональных элементов, анализа научных исследований и патентных материалов, предусматривает обязательную теоретическую проработку предлагаемых технических решений и их лабораторные и стендовые сравнительные испытания. Совершенствование машин может быть эффективным только при постоянной оценке уровня качества изделия. В разработанном алгоритме определение комплексного показателя уровня качества является основополагающим этапом создания скребковых конвейеров нового технического уровня.

Для контроля уровня качества разборных скребковых конвейеров и их функциональных элементов на всех стадиях создания и совершенствования, принята методика комплексной безэкспертной оценки качества, разработанная Г.И.Солодом, расчетные параметры которой учитывают специфические особенности данных конвейеров в процессе эксплуатации.

Предложено отбирать основные параметры, определяющие уровень качества скребковых конвейеров и наиболее влияющие на эффективность их использования, на основании анализа схемы и характера взаимодействия функциональных элементов конвейеров и транспорти-

руемого груза (рис.1), а также взаимодействия системы "человек-машина".

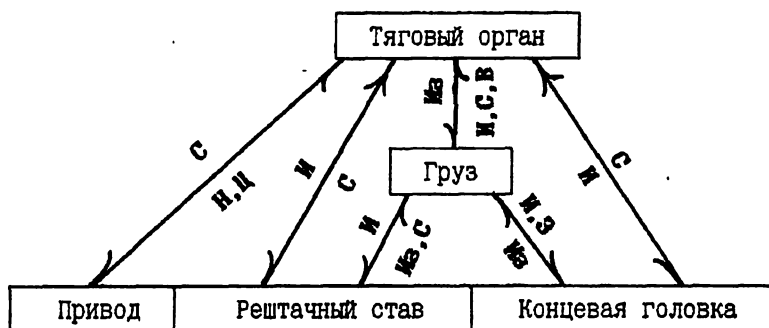


Рис.1. Схема и характер взаимодействия функциональных элементов скребковых конвейеров и транспортируемого груза

На рис.1 знаками \rightarrow показаны направления воздействий функциональных элементов и груза друг на друга и приняты следующие обозначения воздействий: И - изнашивание, С - сопротивление движению, Из - измельчение, З - заштыбовка, Н - натяжение (статическая нагрузка), Ц - циклическое нагружение, В - всплывание.

За определяющие параметры разборных скребковых конвейеров приняты: мощность привода N , кВт; разрывная прочность тягового органа F , кН; циклическая прочность тягового органа n , тыс. циклов; полный средний ресурс решетчатого става Q_p , тыс. т; полный средний ресурс концевой головки Q_k , тыс. т; масса конвейера M , т; площадь поперечного сечения конвейера S , m^2 ; физические энергозатраты на перемещение конвейера $Э$, ккал.

По выбранным параметрам произведен расчет единичных и комплексных показателей уровня качества 24 разборных скребковых конвейеров, выпускавшихся на момент начала исследований. Для наглядности и удобства анализа на рис.2 приведены диаграммы единичных и обобщенных показателей уровня качества скребковых конвейеров СР-70А и С-53А, а также средних и минимальных значений. Наиболее высокий комплексный показатель уровня качества из 24 рассмотренных конвейеров имеют скребковые конвейеры СР-70А ($K=0,8814$) из двухцепных и С-53А ($K=0,5322$) из одноцепных. Такой резкий перепад комплексного показателя между первым и третьим местом свидетельствует о неблагополучии единичных показателей. Настораживает низкий уровень показателей по прочности статической ($q_s=0,1317$), усталостной ($q_n=0,1824$) тягового органа, долговечности решетчатого

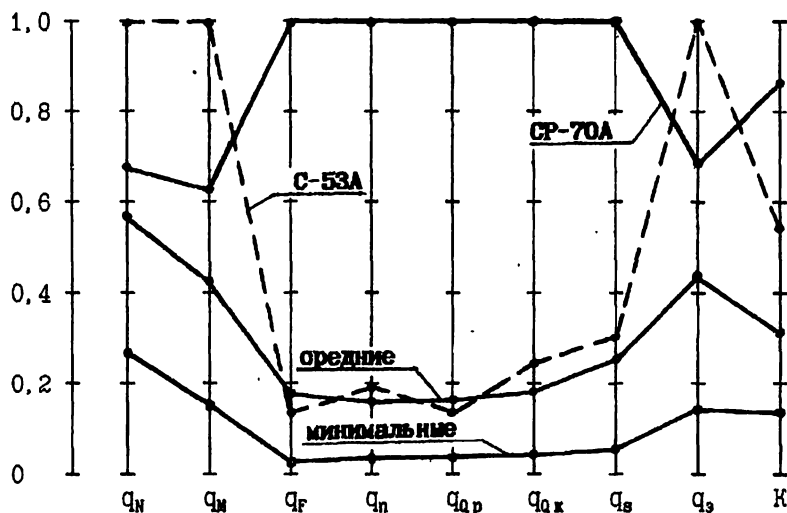


Рис. 2. Диаграммы единичных и комплексных показателей качества скребковых конвейеров

става ($q_{dp}=0,1216$) и концевой головки ($q_{dk}=0,2492$) конвейера С-53А, занимающего третье место из 24 конвейеров.

Эти показатели, а они в основном определяют срок службы конвейеров, находятся на уровне средних значений по всей группе разборных скребковых конвейеров. В то же время средние значения единичных показателей уровня качества по прочности и долговечности функциональных элементов очень близки к минимальным значениям.

Для существенного улучшения технического уровня скребковых конвейеров необходимо было решить задачи увеличения износостойкости решетчатого става, статической и циклической прочности тягового органа, а также устойчивого движения его в массиве транспортируемого груза, надежности уплотнений подшипниковых узлов.

Долговечность решетчатого става скребковых конвейеров зависит от износостойкости решетков. Поэтому основной задачей являлось исследование характера износа решетков и сравнительная оценка предложенных способов увеличения сроков службы решетчатого става.

Для проведения исследований был разработан и изготовлен испытательный стенд в виде двух скребковых конвейеров С-53А встречно транспортируемых груз и перегружающих его друг на друга. Испытаниям на износ подверглись пять типов решетков: 1 - обычные (серийные), 2 - с упрочняющими наплавками на переднем конце по ходу движения цепи; 3 - с внутренней полосой; 4 - с внутренней полосой

и упрочняющей наплавкой 5 - со съёмными пластинами.

Для определения величины износа рештаков предложен метод измерения износа поверхности по изменению массы вставных свидетелей.

Суть метода в том, что по мере износа рештака, вставленные в интересующих точках заподлицо с днищем свидетели (рис.3), тоже изнашиваются. Величина износа свидетеля позволяет судить о величине износа рештака в месте установки свидетеля. Для получения достаточной точности замеров, взвешивание свидетелей производилось на аналитических весах WA-31, обеспечивающих точность взвешивания до 0,00005 гр. Величина изменения массы свидетеля пересчитывалась на линейный износ свидетеля и рештака. Относительная ошибка замера величины линейного износа не превышала 1,26%.

Изнашивание рештаков насыпным грузом производилось в течение 260 часов машинного времени работы стенда. В этот период сделано три замера износа рештаков через 43, 110 и 260 часов работы стенда. Исследования позволили выявить характер продольного и попе-

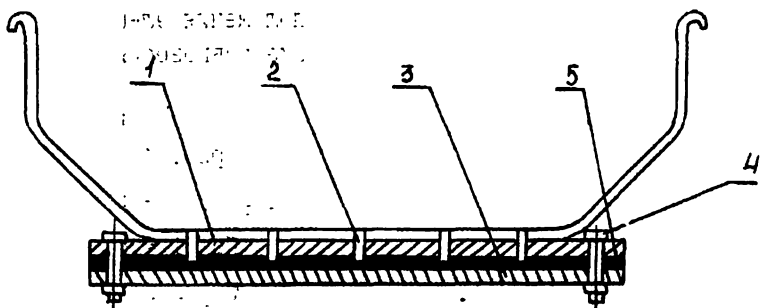


Рис.3. Установка вставных свидетелей в днище рештака:

- 1 - планка; 2 - свидетель; 3 - съёмная планка; 4 - болт;
5 - резиновая прокладка

речного износа рештаков одноцепных скребковых конвейеров, места наиболее интенсивного изнашивания, а также влияние различных способов упрочнения на износ рештаков.

На рис.4 представлены диаграммы продольного износа рештаков пяти типов. Кривые построены по средним значениям износа днищ рештаков в точках, находящихся в зоне контакта цепи с рештаком и имеющих наибольший износ за 360 часов.

Износ рештаков без упрочнений (кривая 1) нарастает от набегавшего конца к сбегавшему. Наиболее изнашивается поперечный ряд 1 точек замера. Характер продольного износа рештаков других типов (с упрочнениями) аналогичен, но явно выражено снижение износа

сбегающего конца различного вида упрочняющими элементами. Износ середины рештаков всех типов очень значителен из-за прогиба реш-
 Направление движения цепи

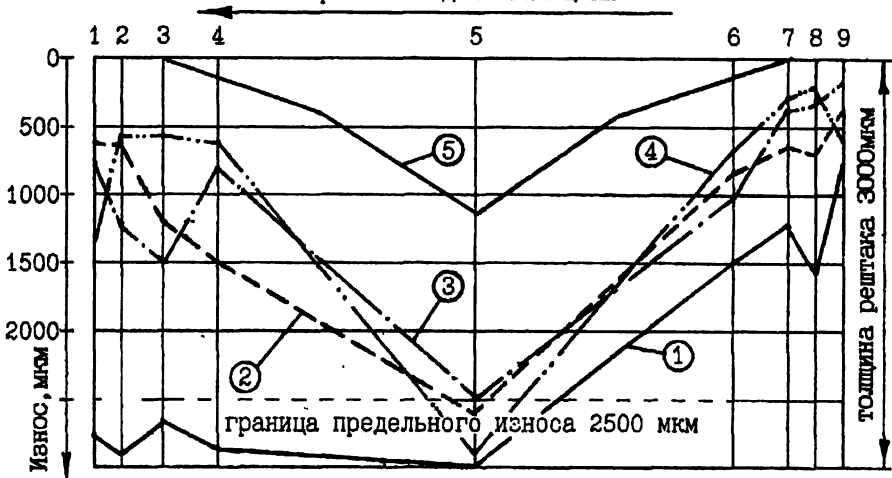


Рис. 4. Диаграммы продольного изнаса рештаков

таков под действием продольной нагрузки. Причиной интенсивного изнаса сбегающего конца рештака является его подъем при сдвигении рештака тяговым органом и транспортируемым материалом.

Изучение мест полного истирания дниц рештаков позволило сделать вывод, что при значительном изнасе дница жесткость изношенных участков снижается и под действием давления транспортируемого материала эти участки дница продавливаются вниз. На основании изложенного за предельное состояние рештаков принято такое состояние, когда величина изнаса рештаков составляет 2500 мкм. Участки дница рештака с толщиной 500 мкм и менее не в состоянии противостоять давлению цепи и транспортируемого материала.

Для выявления полной картины влияния упрочняющих элементов на изнас по всей длине рештаков, рассмотрены величины изнаса в наиболее характерных сечениях 1, 4, 5, 6 и 9 за 208 часов работы, так как за это время была достигнута предельная величина изнаса в среднем сечении рештака 1 типа (без упрочнения). Для сравнения за "эталонные" приняты обычные рештаки без упрочняющих элементов, изнас которых во всех случаях считали за единицу, а изнас остальных типов рештаков по методу максимумов сравнивали с ними. Величины максимального изнаса h всех типов рештаков в характерных сечениях за 208 часов работы и показатели эффективности способов

упрочнения К приведены в таблице 1.

Износ набегающего конца (ряд 9) рештаков с упрочнениями всех типов незначителен и мало различается между собой. Исключения составляют рештаки пятого типа, где съемные пластины снизили износ в 4,8 раза. Особенно эффективность всех способов упрочнения проявилась в сечениях 1 и 4. На сбегающих концах рештаков износ замедлился в 2,4-5,0 раз, а у рештаков 5 типа в 12,67. Упрочнение концов рештака съемными пластинами дало наибольшую эффективность. В сечении 5 она равняется 3,21 и значительно превышает эффективность других способов упрочнения. Особенно эффективность велика в сечениях 1 и 4. Ориентируясь на наиболее изнашиваемое сечение (середина рештака), сделан вывод, что трехкратной сменой съемных защитных пластин можно увеличить долговечность рештаков в 3 раза.

Таблица 1
Показатели эффективности способов упрочнения рештаков

Тип решта- ка	Поперечные ряды									
	1		4		5		6		9	
	h, мкм	К	h, мкм	К	h, мкм	К	h, мкм	К	h, мкм	К
1	1900	1	2220	1	2500	1	1140	1	480	1
2	480	3,96	1120	1,98	1960	1,28	640	1,78	450	1,07
3	800	2,38	580	3,83	1870	1,34	740	1,54	350	1,37
4	380	5	470	4,72	2380	1,05	600	1,9	350	1,37
5	150	12,67	100	22,2	780	3,21	100	11,4	100	4,8

В дальнейшем Анжерский машзавод выпускал рештаки конвейеров С-53М, С-53МУ, С-50 и 1С-50-01 с упрочняющей наплавкой концов рештаков, а затем и со съемными пластинами, что повысило единственный показатель уровня качества по полному среднему ресурсу рештачного става этих конвейеров в 6,2 раза.

Тяговый орган скребковых конвейеров является наиболее слабым местом конвейера и дает большую часть отказов. Это объясняется не только тяжелыми условиями работы скребковых конвейеров, но и неудовлетворительным качеством круглозвенных цепей, используемых для изготовления тяговых органов.

Испытания показали, что 30% цепей 18×64 класса прочности А₁ завода "Спецмашдеталь" имели относительное удлинение при разрыве ниже требуемого уровня. 30% не выдержали требуемого разрывного усилия и все 100% имели усталостную долговечность значительно ниже требуемой по ГОСТ 25996-83. 58% цепей 18×64 класса прочности

А₁ завода "Победа труда" и 33,5% цепей класса прочности С, производственного объединения "Красный якорь" не выдержали требуемого числа циклов нагружения до разрушения. Установлено, что цепи всех заводов, при испытании на усталость, с вероятностью 0,9-0,97 разрушаются в зоне сварных швов. Усталостная прочность зоны сварных швов на 30-65% ниже усталостной прочности цельного прутка.

Замечено снижение статической прочности цепей предварительным циклическим воздействием нагрузки. Установлена зависимость разрывного усилия цепей от числа циклов предварительного циклического нагружения $P(N)$.

Выявлены искажения геометрической формы звеньев при изготовлении сварных круглозвенных цепей. Наиболее характерные искажения: бочкообразность звеньев, непараллельность осей полузвеньев и несоосность в сварном стыке. Оценивалась бочкообразность звеньев углом α , а непараллельность осей полузвеньев углом β (рис. 5).

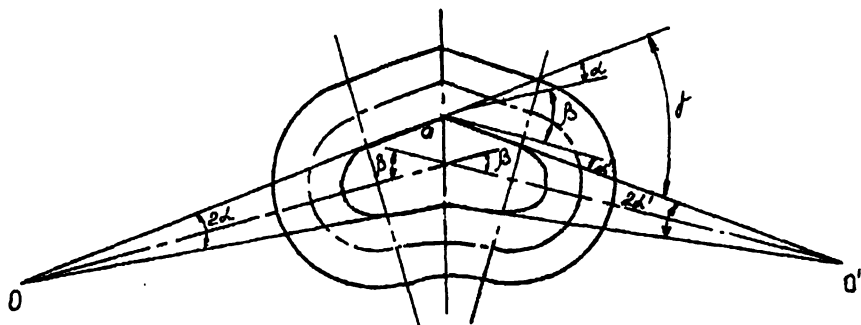


Рис. 5. Схема измерения углов

Распределение значений углов бочкообразности подчиняется нормальному закону, а углов непараллельности осей полузвеньев закону Вейбулла.

Выявлено влияние углов бочкообразности звеньев и углов непараллельности осей полузвеньев на циклическую прочность цепей. Усталостная прочность цепей снижается на 30 - 40 % из-за бочкообразности звеньев и на 24 - 28 % при непараллельности осей полузвеньев. Определены коэффициенты использования потенциальной усталостной прочности цепей при появлении бочкообразности и непараллельности осей полузвеньев

$$K_{\alpha} = \frac{N_{\alpha_m}}{N_{\alpha_0}}; \quad K_{\beta} = \frac{N_{\beta_m}}{N_{\beta_0}} \quad (1)$$

где N_{α_m} , N_{β_m} - усталостная прочность цепей при углах равных математическому ожиданию; N_{α_0} , N_{β_0} - усталостная прочность цепей

при углах бочкообразности и непараллельности осей полузвеньев равных нулю.

Таблица 2
Результаты исследований круглозвенных цепей

Цепи 18 × 64 заводов		
Спецмашдеталь	Победа труда	Красный якорь
Закон распределения значений углов бочкообразности α		
$\frac{(\alpha-3)^2}{0,89}$ $f(\alpha) = 0,6e$	$\frac{(\alpha-3,1)^2}{0,76}$ $f(\alpha) = e$	$\frac{(\alpha-4)^2}{37}$ $f(\alpha) = 0,1e$
Диапазон ($\alpha_{\min} + \alpha_{\max}$) и математическое ожидание $\alpha_{\text{ж}}$		
$(1^\circ + 5^\circ); \alpha_{\text{ж}} = 3^\circ$	$(1,3^\circ + 5^\circ); \alpha_{\text{ж}} = 3,1^\circ$	$(-5^\circ + 12^\circ); \alpha_{\text{ж}} = 4^\circ$
Зависимость циклической прочности N (тыс. цикл.) от величины угла α		
$N = 35 - 4,2 \alpha$	$N = 68,4 - 9,3 \alpha$	$N = 164 - 12,8 \alpha$
Коэффициент использования усталостной прочности		
$K\alpha = 0,61$	$K\alpha = 0,61$	$K\alpha = 0,71$
Закон распределения значений углов непараллельности осей полузвеньев $f(\beta)$		
$0,6 \left(\frac{\beta}{1,95} \right)^{0,3} \times e^{-\left(\frac{\beta}{1,95} \right)^{1,3}}$	$0,7 \left(\frac{\beta}{1,74} \right)^{0,3} \times e^{-\left(\frac{\beta}{1,74} \right)^{1,3}}$	—
Диапазон ($\beta_{\min} + \beta_{\max}$) и математическое ожидание $\beta_{\text{ж}}$		
$(0,3^\circ + 5,8^\circ); \beta_{\text{ж}} = 1,8^\circ$	$(0,3^\circ + 5,8^\circ); \beta_{\text{ж}} = 1,7^\circ$	—
Зависимость циклической прочности N (тыс. цикл.) от величины угла β		
$N = 36 - 5,1 \beta$	$N = 64,3 - 7,7 \beta$	—
Коэффициент использования усталостной прочности		
$K\beta = 0,72$	$K\beta = 0,76$	—

Установлены зависимости циклической прочности цепей от амплитуды $N(A)$ и частоты $N(\nu)$ колебаний нагрузки. Наилучшие условия работы цепей лежат в диапазоне частот колебаний нагрузки до 7 Гц и более 10 Гц при минимальной амплитуде.

Замеры величин напряжений в зоне сварных швов выявили влияние искажений геометрической формы звеньев на концентрацию напря-

жений в этом опасном сечении. Характер зависимости величины напряжения от величины продольной нагрузки $\sigma = f(P)$ свидетельствует о сложных перераспределениях напряжений в процессе нагружения цепи. В пределах нагружения до 60 кН зависимость прямолинейна с резким нарастанием напряжений, затем резко выполаживается (нагружение от 60 до 100 кН). При дальнейшем нагружении напряжения остаются на одном уровне или незначительно понижаются. Это подтверждает, что при нагружении происходит сложная упругая деформация звена со значительным перераспределением напряжений по участкам и сечениям звена. Проведены исследования упругих деформаций тяговых цепей 18х64 при нагружении. Определены зависимости угла контакта $\psi_0 = 5,97aP^{0,4}$ и приращений длины $\Delta N_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} bP$, $\Delta N_2 = 2,3 \cdot 10^{-3} bP$ и ширины $\Delta B_1 = -2,3 \cdot 10^{-3} bP$, $\Delta B_2 = -2,9 \cdot 10^{-3} bP$ звеньев одно- и двухстыковых цепей от величины силы нагружения цепи P (кН), где a (°/кН) и b (мм/кН) — переводные коэффициенты.

Предложено определять напряжения в сечениях звена круглозвенной цепи с учетом изменения угла контакта полузвеньев ψ_0 и искажений геометрической формы звеньев.

Напряжения на внутренней стороне звена в месте сварного шва для звена с бочкообразностью

$$\sigma = \frac{P}{2F} \left[\frac{\frac{P \operatorname{tg} \alpha}{4 \cos \alpha} \left(\frac{t}{2} + r_0 \sin \alpha \right)^2 + \frac{P r_0^2 \cos \alpha}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \psi_0 \right)}{\frac{t}{2 \cos \alpha} + r_0 \operatorname{tg} \alpha + r_0 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \psi_0 \right)} + \right. \\ \left. + \frac{\frac{P r_0}{2} \left(\frac{t}{2} \operatorname{tg} \alpha + r_0 \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \right) \left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \psi_0 \right) - \frac{P r_0^2}{2} (\cos \psi_0 - \sin \alpha)}{\frac{t}{2 \cos \alpha} + r_0 \operatorname{tg} \alpha + r_0 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \psi_0 \right)} \right] \frac{Y_n}{I} \quad (2)$$

где F — площадь сечения цепной стали, см²; t — длина прямолинейного участка звена, см; r_0 — радиус кривизны центрального слоя, см; Y_n — координата точки в сечении, см; I — момент инерции сечения, см⁴.

Непараллельность осей полузвеньев увеличивает угол бочкообразности на половину угла непараллельности осей полузвеньев. При несоосности сварных стыков происходит уменьшение площади поперечного сечения стыка, а также появляется дополнительный угол бочкообразности.

Выведенные аналитические зависимости напряжений в месте сварного шва от нагрузки при различных видах искажений звеньев совпадают с зависимостями полученными методом тензометрирования. Расхождение не превышает 10%.

Изучение и обобщение закономерностей изменения напряжений в сечениях звеньев с искажениями геометрической формы позволило обосновать рациональную конфигурацию звеньев круглозвенных цепей и добиться повышения их усталостной долговечности. Была изготовлена партия цепей 18×64 с отрицательными углами бочкообразности (с седлообразностью) из стали 25Г2 по классу прочности A_1 и проведены сравнительные испытания опытных и серийных цепей. Испытания показали, что цепи с седлообразностью (математическое ожидание $\alpha_m = -2^\circ 20'$) имели статическую прочность и жесткость такие же, что и серийные цепи. Усталостная прочность опытных цепей выше. Разрушение звеньев цепей с седлообразностью происходило как в зоне сварного шва (вероятность 0,4), так и в месте сопряжения криволинейного и прямолинейного участков звена (вероятность 0,6). На рис. 6, для сравнения, приведены зависимости числа циклов нагружения цепей до порыва от углов бочкообразности серийных и опытных цепей.

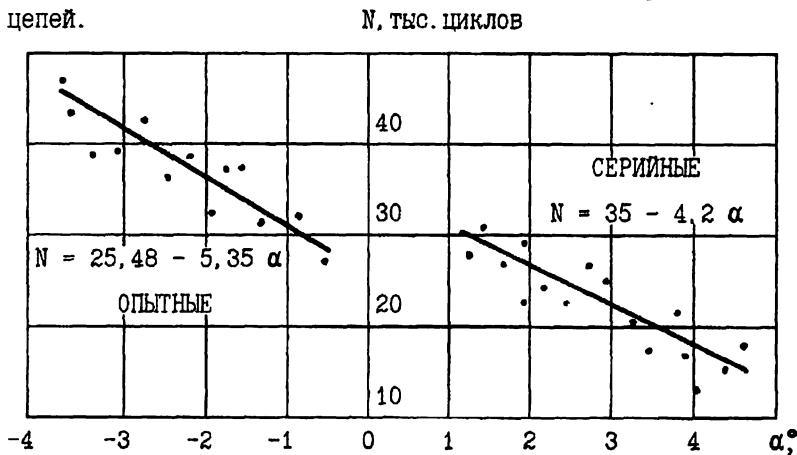


Рис. 6. Зависимость циклической долговечности цепей 18×64 класса прочности A_1 от величины угла бочкообразности

Придав звеньям форму с отрицательными углами бочкообразности, удалось приблизить усталостную прочность зоны сварных швов к прочности цельного прутка, в результате чего усталостная прочность цепей повысилась в 1,6 раза.

Использование результатов исследований увеличило единичный

показатель уровня качества по циклической прочности тягового органа одноцепных разборных скребковых конвейеров в 4,1, а двухцепных в 2,3 раза.

Значительную часть отказов тяговых органов скребковых конвейеров составляют разрушения соединительных звеньев. Причинами разрушения являются несовершенство конструкции и низкое качество изготовления. Испытания соединительных звеньев цепей конвейеров СР-70А выявили очень низкую усталостную прочность (около 25% требуемой ГОСТ). Это вызывается увеличением частоты пульсации напряжений в опасном сечении с переменным коэффициентом асимметрии цикла при ослаблении резьбового соединения под действием циклических нагрузок.

Совершенствование соединительных звеньев сдерживалось отсутствием эффективной методики расчета. Вопросы определения деформаций и напряжений в плоских стержнях проработаны хорошо, но применение этих методов расчета к брусам дает большую погрешность. Уменьшить расхождение между расчетными и истинными деформациями бруса можно только уточнением математической модели. С этой целью в работе в общепринятую в сопротивлении материалов гипотезу плоских сечений внесены дополнения из теории упругости.

Используя результаты уточненной теоретической модели, разработана методика расчета соединительных звеньев и сформулирован последовательный алгоритм определения напряжений и деформаций в соединительных звеньях.

1. Соединительное звено расчленяется на взаимодействующие между собой детали. На расчетной схеме каждой детали указываются действующие на нее нагрузки (рис. 7).

2. Определяются геометрические параметры бруса в ненагруженном состоянии. Для этого его осевая линия разбивается на характерные участки.

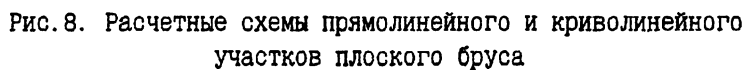
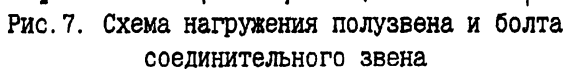
Характерный участок с прямолинейной осью (рис. 8, а) геометрически характеризуется длиной L_k , углом его наклона α_k к оси OX , размерами сечения: диаметром d_k или размерами b_k , b_{1k} , h_k .

Если k -й характерный участок имеет кривизну (рис. 8, б), то положение его осевой линии характеризуем радиусом R_k , углом наклона α_k касательной в начале участка к оси OX и аналогичным углом наклона β_k касательной в конце участка к оси OX и диаметром сечения d_k .

3. Определяются приращения координат.

Для прямолинейного участка

$$\Delta x_k = L_k \cos \alpha_k, \quad \Delta y_k = L_k \sin \alpha_k \quad (3)$$



Для криволинейного участка

$$\Delta x_k = R_k (\sin \beta_k - \sin \alpha_k), \quad \Delta y_k = R_k (\cos \alpha_k - \cos \beta_k) \quad (4)$$

Координаты концевых точек, разделяющих характерные участки

$$x_k = x_{k-1} + \Delta x_k, \quad y_k = y_{k-1} + \Delta y_k \quad (5)$$

4. Определяются внутренние силовые факторы

$$N_k' = - \left(\sum_{i=0}^k X_i \right) \cos \alpha_k - \left(\sum_{i=0}^k Y_i \right) \sin \alpha_k$$

$$Q_k' = \left(\sum_{i=0}^k X_i \right) \sin \alpha_k - \left(\sum_{i=0}^k Y_i \right) \cos \alpha_k \quad (6)$$

$$M_k' = - \sum_{i=0}^{k-1} M_i + \sum_{i=0}^{k-1} [Y_i (x_{k-1} - x_i) - x_i (y_{k-1} - y_i)]$$

$$N_k'' = - \left(\sum_{i=0}^{k-1} X_i \right) \cos \beta_k - \left(\sum_{i=0}^{k-1} Y_i \right) \sin \beta_k$$

$$Q_k'' = \left(\sum_{i=0}^{k-1} X_i \right) \sin \beta_k - \left(\sum_{i=0}^{k-1} Y_i \right) \cos \beta_k \quad (7)$$

$$M_k'' = - \sum_{i=0}^{k-1} M_i + \sum_{i=0}^{k-1} [Y_i (x_k - x_i) - x_i (y_k - y_i)]$$

5. Определяются внутренние нагрузки.

Для прямолинейного участка

$$N_p = N_k' = N_k''; \quad Q_p = Q_k' = Q_k''; \quad M_p = M_k' - Q_k' s_k = M_k'' + Q_k'' (L_k - s_k) \quad (8)$$

где s_k - текущее расстояние точки от начала отрезка.

Для криволинейного участка

$$N_p = N_k' \cos(\varphi_k - \alpha_k) + Q_k' \sin(\varphi_k - \alpha_k) = N_k'' \cos(\beta_k - \varphi_k) - Q_k'' \sin(\beta_k - \varphi_k)$$

$$Q_p = -N_k' \sin(\varphi_k - \alpha_k) + Q_k' \cos(\varphi_k - \alpha_k) = N_k'' \sin(\beta_k - \varphi_k) - Q_k'' \cos(\beta_k - \varphi_k)$$

$$M_p = M_k' + R_k (N_k' - N_p) = M_k'' + R_k (N_k'' - N_p) \quad (9)$$

6. Определяются деформации бруса.

Угловой поворот θ_k , касательное ξ_k и нормальное η_k смещение свободного сечения, возникающие на k -м характерном участке, определяются из выражений

$$E \theta_k = A_{k1} M_k'' + A_{k2} N_k'' + A_{k3} Q_k''$$

$$E \xi_k = A_{k2} M_k'' + A_{k4} N_k'' + A_{k5} Q_k'' \quad (10)$$

$$E \eta_k = A_{k3} M_k'' + A_{k5} N_k'' + A_{k6} Q_k''$$

в которых для прямолинейного участка длиной L_k трапециевидного сечения высотой h_k , шириной в середине b_k и на краю b_{k1} :

$$F_k = \frac{(b_k + b_{k1}) h_k}{2}, \quad J_k = \frac{(b_k + 3 b_{k1}) h_k^3}{48}, \quad (11)$$

$$A_{k1} = \frac{L_k}{J_k}, \quad A_{k2} = 0, \quad A_{k3} = \frac{L_k^2}{2 J_k}, \quad A_{k4} = \frac{L_k}{F_k},$$

$$A_{k5} = 0, \quad A_{k6} = \frac{L_k^3}{3 J_k} + 3,12 \frac{L_k}{F_k}$$

Для криволинейного участка с радиусом кривизны R_k круглого сечения диаметра d_k

$$F_k = \frac{\pi d_k^2}{4}, \quad J_k = \frac{\pi d_k^4}{64}, \quad R_{нк} = \frac{2 |R_k| + \sqrt{4 R_k^2 - d_k^2}}{4}. \quad (12)$$

Далее: $\varphi_k = \beta_k - \alpha_k, \quad A_{k1} = \frac{R_{нк}}{J_k} \varphi_k,$

$$A_{k2} = \frac{R_{нк}}{J_k} (R_k \varphi_k - R_{нк} \sin \varphi_k), \quad A_{k3} = \frac{R_{нк}^2}{J_k} (1 - \cos \varphi_k),$$

$$A_{k4} = \frac{R_k R_{нк}}{J_k} [R_k \varphi_k - \frac{R_{нк}}{2} (4 \sin \varphi_k - \varphi_k - 0,5 \sin 2 \varphi_k)] +$$

$$+ \frac{13 R_{нк}}{9 F_k} (\varphi_k - 0,5 \sin 2 \varphi_k), \quad (13)$$

$$A_{k5} = \frac{R_k R_{нк}^2}{2 J_k} (1 - \cos \varphi_k)^2 + \frac{13 R_{нк}}{9 F_k} \sin^2 \varphi_k,$$

$$A_{k6} = \frac{R_k R_{нк}^2}{2 J_k} (\varphi_k - 0,5 \sin 2 \varphi_k) + \frac{13 R_{нк}}{9 F_k} (\varphi_k + 0,5 \sin 2 \varphi_k)$$

7. Составляется и решается система уравнений совместности деформаций деталей соединительного звена.

8. Вычисляются допустимые напряжения.

На прямолинейном участке

$$\sigma_{z \max} = \frac{N_p}{F_k} \pm \frac{M_p h_k}{2 J_k}, \quad \tau_{\max} = \frac{Q_p S_{k \max}}{b_k J_k} \quad (14)$$

На криволинейном участке

$$\sigma_{z \max} = \frac{N_p}{F_k} + \frac{M_p R_{нк}}{J_k} \left(1 - \frac{2 R_{нк}}{2 R_k \pm d_k} \right) \quad (15)$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_p R_{нк}^2 d_k^2}{3 J_k (4 R_k^2 - d_k^2)}$$

Для облегчения расчетов по предложенной методике разработан пакет программ для ЭКВМ.

Предложенная методика позволила Анжерскому машиностроитель-

ному заводу внедрить новую конструкцию соединительного звена для конвейера 1С-50, упростив технологию изготовления звеньев при сохранении их разрывной и повышении усталостной прочности в 1,9 раза.

Явление "всплывания" скребковой цепи, заключающееся в ее подъеме над дном желоба при работе скребкового конвейера типа С, в шахте может наступить по различным причинам. Одна из основных причин - изгиб решетчатого става в плоскости доставки груза.

На "всплывание" тяговой цепи главным образом влияют натяжение цепи на участке изгиба и углы отклонения решета от прямолинейного положения. Все случаи изгиба желоба в плоскости доставки можно свести к трем характерным случаям (рис.9).

Для определения значений критических углов изгиба желоба и критических усилий, при которых начинается процесс "всплывания" тяговой цепи, предложена следующая методика:

- 1) задаются несколькими значениями углов α изгиба желоба;
- 2) определяют максимальные боковые давления P со стороны скребка на борт желоба на участке его изгиба;
- 3) аналитически рассчитывают величины критических боковых давлений $P_{кр}$, при которых начинается процесс "всплывания" тягового органа конвейера;
- 4) после нанесения полученных значений P и $P_{кр}$ на графики зависимости давлений от углов изгиба желоба строят кривые, пересечение которых и определяет значения искомых критических углов $\alpha_{кр}$ изгиба желоба для данных условий эксплуатации конвейера.

Силы бокового давления P и действующие вдоль скребка P_n определялись графоаналитическим методом с использованием схемы действия сил на искривленном участке (рис.10).

Расчетное выражение критической силы

$$P_{кр} = \frac{F + T + T' + Q_T + Z_1 + W_t}{\cos^2 \alpha_0 (1 - f_1)} \quad (16)$$

где F - сила трения передней полки скребка о насыпной груз, находящийся перед ней при "всплывании"; T - сила трения насыпного груза, лежащего перед цепью и сдвигаемого ею поперек желоба, относительно вышележащего груза; T' - сила трения насыпного груза, лежащего перед цепью, относительно дна желоба; Q_T - сила трения верхней полки скребка о насыпной груз, расположенный перед скребком (скребок сдвигается поперек желоба); Z_1 - сила трения о желоб цепи со скребками, действующая на участке "всплывания"; W_t - сум-

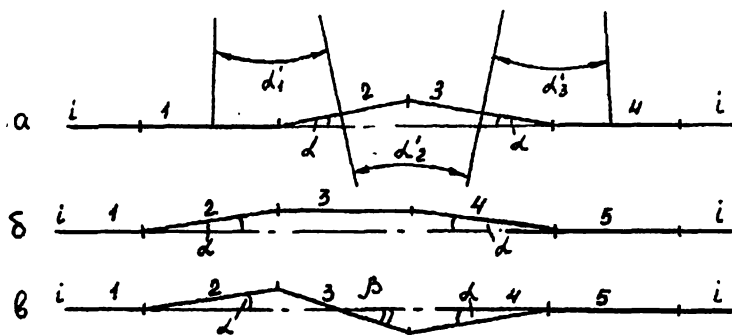


Рис. 9. Схемы изгиба желоба конвейера в плоскости доставки

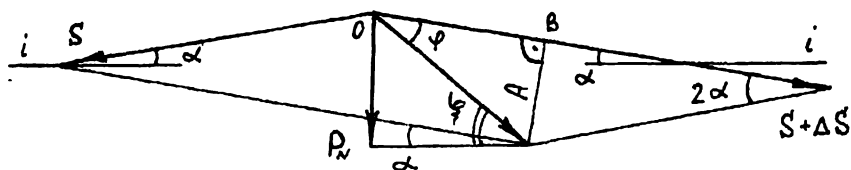


Рис. 10. К определению силы P_N , действующей вдоль скребка

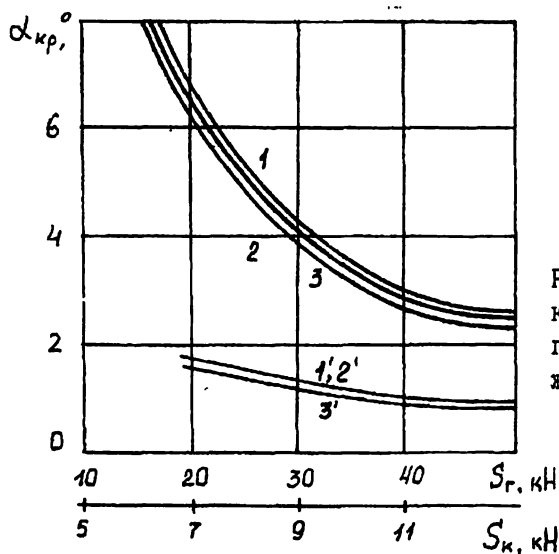


Рис. 11. Зависимость критического угла изгиба желоба от натяжения тягового органа

марная сила трения по плоскостям сдвига насыпного груза, расположенного над скребками ($W\tau^c$) и над цепью ($W\tau^u$). В плоскостях сдвига действуют касательные напряжения τ ; α_0 - угол наклона борта желоба конвейера к плоскости дна желоба; f_1 - коэффициент трения цепи о желоб.

Натяжение тяговой цепи при искривлении решетчатого става увеличится на величину

$$W_{кр} = S_A (e^{f \alpha_{сум}} - 1) \quad (17)$$

где S_A - натяжение тягового органа конвейера в точке набегания на участок изгиба; f - коэффициент трения скребков о борт желоба; $\alpha_{сум}$ - общий угол изгиба желоба на его искривленном автономном участке.

По данным расчетов выполнен график зависимости углов $\alpha_{кр}$ от величины натяжения тягового органа (рис. 11). Кривые 1, 2, 3 характеризуют полностью загруженный конвейер с изгибами желоба по схеме рис. 5.1.а, б и в соответственно. Кривые 1', 2', 3' для конвейера, работающего вхолостую по тем же схемам.

Результаты исследований показали, что для всех характерных схем изгиба желоба "всплывание" тягового органа в шахтных условиях при полностью загруженном конвейере наиболее вероятно на участках желоба, примыкающих к приводной станции ($\alpha_{кр} = 2^\circ 30'$); вероятность "всплывания" цепи на участках желоба, примыкающих к хвостовой (натяжной) станции, практически исключается ($\alpha_{кр} > 10^\circ$). На конвейере, работающем вхолостую, условия для поднятия тягового органа над днищем желоба практически одинаковы на всей длине его ($\alpha_{кр} = 1^\circ - 1^\circ 30'$).

Часто причиной "всплывания" тягового органа при эксплуатации скребковых конвейеров является односторонняя загрузка конвейера. Это вызывает сдвигание тягового органа в сторону и дальнейший подъем над транспортируемым материалом.

В работе проанализированы схемы действия сил при односторонней загрузке конвейера. Выявлены зависимости угла отклонения траектории движения тягового органа от производительности и физико-механических свойств транспортируемого груза. Определены области сдвигания тягового органа как вместе с грузом, так и относительно последнего при различной степени загрузки конвейера. Возможность поворота скребка относительно цепи на угол $\gamma = 8-10^\circ$ для новых скребков и $\gamma > 12^\circ$ для скребков с деформациями способствует "всплыванию" тягового органа.

Устойчивое движение тягового органа в массе транспортируемо-

го груза определяется конструкцией скребков. Поэтому при создании и совершенствовании разборных одноцепных скребковых конвейеров необходимо еще на стадии конструирования проводить сравнительные испытания различных конструкций тягового органа. Для этих целей разработан и создан стенд [а.с. 1484782], позволяющий исследовать устойчивость тяговых органов к "всплыванию" и формирование призмы волочения перед скребком.

Основным элементом стенда является устройство повышения сопротивления движению тягового органа и транспортируемого материала.

Разработана методика исследования работоспособности тягового органа одноцепного скребкового конвейера. Для количественной оценки склонности скребка к "всплыванию", сопротивления перемещению и способности транспортировать горную массу приняты параметры:

1) Средний угол "всплывания"

$$\alpha = \arctg \frac{\Delta H_n}{l_n} \quad (18)$$

где ΔH_n - высота "всплывания"; l_n - расстояние от начала отчета до точки измерения.

2) Суммарный средний угол "всплывания"

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i}{\sum n}, \quad \alpha_i = \arctg \frac{\Delta H_i - \Delta H_{i-1}}{\Delta l_i} \quad (19)$$

где α_i - угол "всплывания" скребка на i-м измерительном участке; n - количество измерительных участков; ΔH_i - высота "всплывания" скребка в i-й точке; Δl_i - длина i-го измерительного участка.

3) Площадь продольного сечения груза, оставшегося под скребком в зоне "всплывания"

$$S = \sum_{i=1}^n S_i, \quad S_i = \frac{\Delta l_i (\Delta H_i - \Delta H_{i-1})}{2} \quad (20)$$

где S_i - площадь продольного сечения груза, оставшегося под скребком на i-м измерительном участке.

4) Средняя высота "всплывания" скребка

$$h = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta h_i}{n}, \quad \Delta h_i = \Delta H_i + (250 i - l_1) \frac{\Delta H_i - \Delta H_{i-1}}{l_i - l_{i-1}} \quad (21)$$

где 250 - длина дискретного измерительного участка, мм.

5) Относительное изменение массы груза на тяговом органе

$$m_0 = \frac{M_2 + M_3 + M_4}{M_{02} + M_{03}} \quad (22)$$

где M_{02} , M_{03} - массы груза на 2 и 3 скребках в начальном положении тягового органа; M_2 , M_3 , M_4 - масса груза на 2, 3 и 4 скребках в конечном положении тягового органа.

6) Сопротивление движению W . Определяется методом тензометрирования при движении тягового органа.

Для скребкового конвейера 1С-50 проведены сравнительные исследования тягового органа из цепи 18 x 80 со скребками различных компоновочных схем (рис. 12).

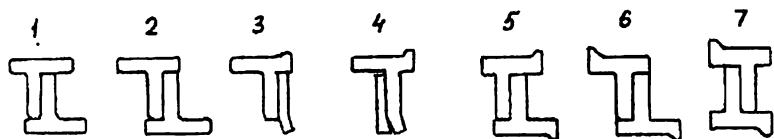


Рис. 12. Компоновочные схемы скребков

На рис. 13 приведены графики изменения высоты "всплывания" скребков. В момент внедрения в груз и формирования призмы волочения скребки всех типов ведут себя одинаково. При прохождении впадины с повышенным сопротивлением движению отчетливо проявляется влияние конструктивных параметров скребков на устойчивость его движения в насыпном грузе.

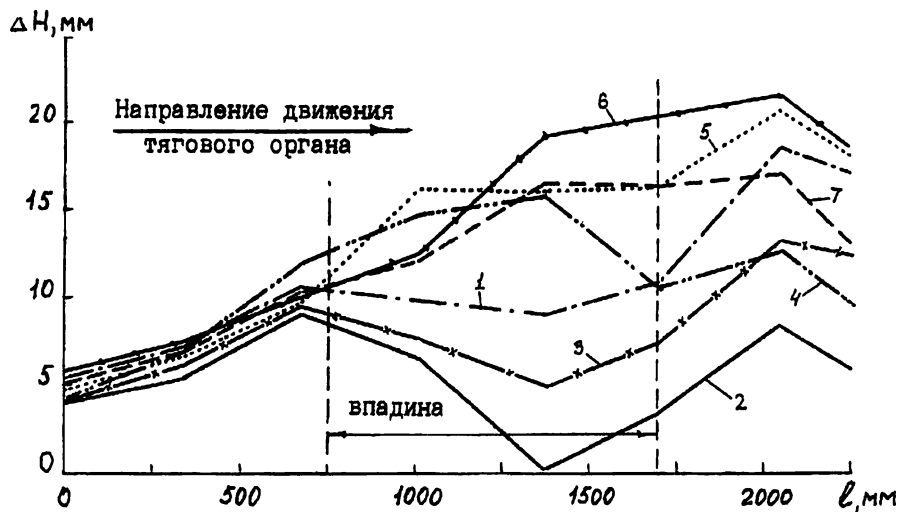


Рис. 13. Изменение высоты "всплывания" скребков при прохождении впадины

По результатам испытаний по каждому параметру рассчитан показатель. Показатель устойчивости скребка определен по сумме пока-

зателей параметров устойчивости $K_y = \Sigma K_1 / 4$. Обобщенный качественный показатель скребка определен по единичным показателям критериев $K_{0,6} = \Sigma K_{кр} / 3$. Результаты расчета показателей параметров, единичных показателей критериев и обобщенных качественных показателей исследуемых скребков приведены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты расчета показателей

Показатели	Схемы компоновки скребка						
	1	2	3	4	5	6	7
K_y	1	1,76	0,99	0,95	1,08	1,21	0,97
K_w	1	1,01	0,99	0,88	0,76	0,83	0,86
K_{mo}	1	1,09	0,98	0,97	0,96	1,02	0,99
$K_{0,6}$	1	1,29	0,99	0,93	0,93	1,02	0,95

Обобщенный качественный показатель 2 скребка на 29% лучше, чем у серийного. Особенно этот скребок превосходит серийный по критерию устойчивости (в 1,76 раза).

Анжерский машиностроительный завод, не повышая затрат, перешел на рекомендованную компоновку тягового органа. Результаты исследований были подтверждены шахтными испытаниями и последующей эксплуатацией конвейеров.

Для защиты подшипниковых узлов горных машин от загрязнения рекомендовано применение магнитных уплотнений.

Для надежной работы магнитного уплотнения необходимо в рабочем зазоре создать напряженность магнитного поля $H_p > H_z$, при которой магнитный наполнитель, заполняющий рабочий зазор, приобретает достаточную механическую жесткость для препятствия проникновению в подшипник инородных частиц.

Разделим магнитное уплотнение условно на множество одинаковых секторов с центральным углом ϕ (рис.14). В этом случае, отдельный сектор представляет П-образную магнитную систему (рис.15,а) с переменной шириной магнита и магнитопровода по всей высоте системы. Это система с концентрацией магнитного потока в рабочем зазоре. Существующая методика расчета П-образных магнитных систем в данном случае не применима из-за непостоянства геометрических параметров.

Представим отдельный сектор магнитного уплотнения, в пределах высоты магнита, из п П-образных элементарных магнитных систем одинаковой высоты, и , в пределах высоты адаптерного участка маг-

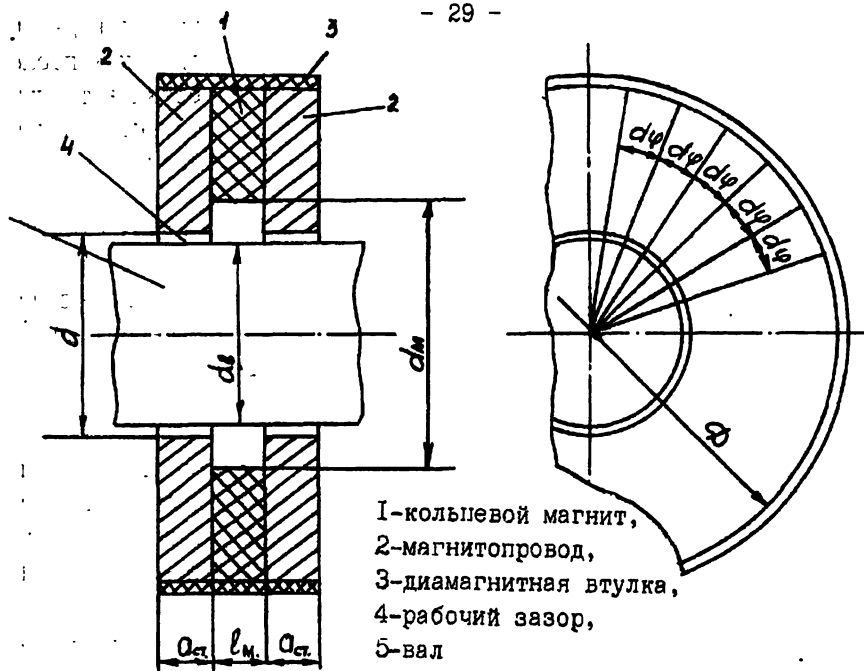


Рис. 14. Магнитная система уплотнения вала

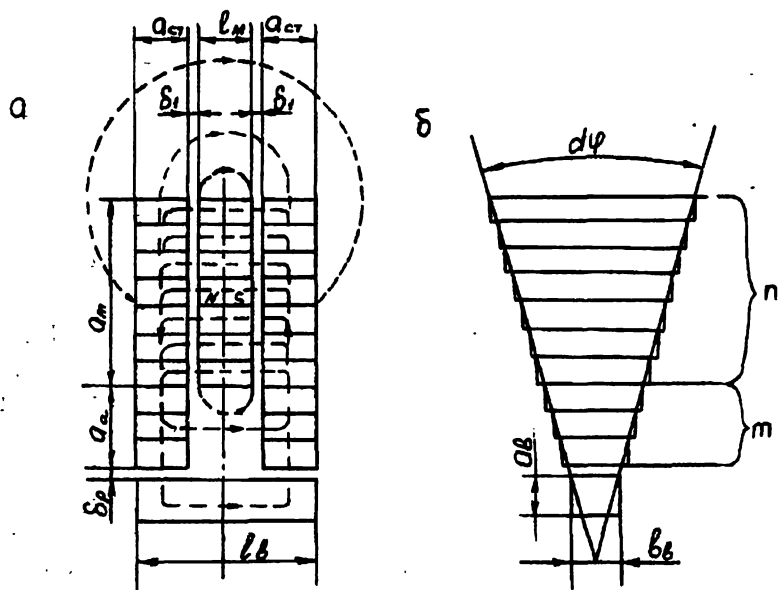


Рис. 15. Приведенная магнитная система

нитопровода, из m участков магнитопровода одинаковой высоты, соединенных последовательно (рис. 15, б). Такой вид магнитной системы обязывает считать, что к рабочему зазору подключено n последовательно соединенных магнитов разной ширины и каждый из них имеет свою рабочую точку ($B; H$) на кривой размагничивания.

Для определения проводимостей и сопротивлений элементов магнитной системы составлена эквивалентная схема замещения отдельного сектора магнитной системы уплотнения (рис. 16).

Полный магнитный поток системы складывается из потоков генерируемых всеми магнитами элементарных участков

$$\Phi_0 = \sum_n \Phi_{m(1)} = \sum_n B_{(1)} S_{(1)} \quad (24)$$

Часть магнитного потока уходит в утечки Φ_y , а оставшаяся часть Φ_p пронизывает рабочий зазор, поэтому $\Phi_0 = \Phi_p + \Phi_y$, а общая проводимость системы $G_0 = G_p + G_y$. Для сохранения равновесия потоков в любом узле эквивалентной схемы замещения необходимо учитывать магнитные потоки утечки в магнитопроводе. С учетом места положения элементарного участка, в пределах высоты магнита, условие равновесия будет: при $i = 1$

$$\Phi_{m(1)} + \Phi_{уст(2)} = \Phi_{ст(1)} + \Phi_{y3(1)} + \Phi_{y2} + \Phi_{y1}$$

При $1 < i < n$

$$\Phi_{ст(i-1)} + \Phi_{m(i)} + \Phi_{уст(i+1)} = \Phi_{ст(i)} + \Phi_{y3(i)} + \Phi_{уст(i)}$$

При $i = n$

$$\Phi_{ст(n-1)} + \Phi_{m(n)} = \Phi_{уст(n)} + \Phi_{ст(n)} + \Phi_{y3(n)} + \Phi_{y4}$$

В пределах высоты адаптерного участка магнитопровода

$$\begin{aligned} \Phi_{a(1)} &= \Phi_{a(1-1)} - \Phi_{y5(1)} \\ \Phi_{a(0)} &= \Phi_{ст(n)} \quad \text{и} \quad \Phi_{a(m)} = \Phi_p \end{aligned} \quad (26)$$

где Φ_{y1} , Φ_{y2} , Φ_{y3} , Φ_{y4} , Φ_{y5} - потоки утечек с открытых поверхностей магнита и магнитопроводов; $\Phi_{ст(1)}$, $\Phi_{уст(1)}$ - основной магнитный поток и поток утечек в магнитопроводе на i -м элементарном участке.

Величина каждого из потоков утечек зависит от магнитного сопротивления его трубки проводимости, по которой он замыкается на противоположный полюс магнита. В работе выведены уравнения магнитных сопротивлений магнитопроводов, рабочего зазора, а также утечек с поверхностей магнитов и магнитопроводов. Для этого, с учетом физико-механических свойств, магнитных характеристик и стоимости, выбирался магнитный наполнитель и по его параметрам

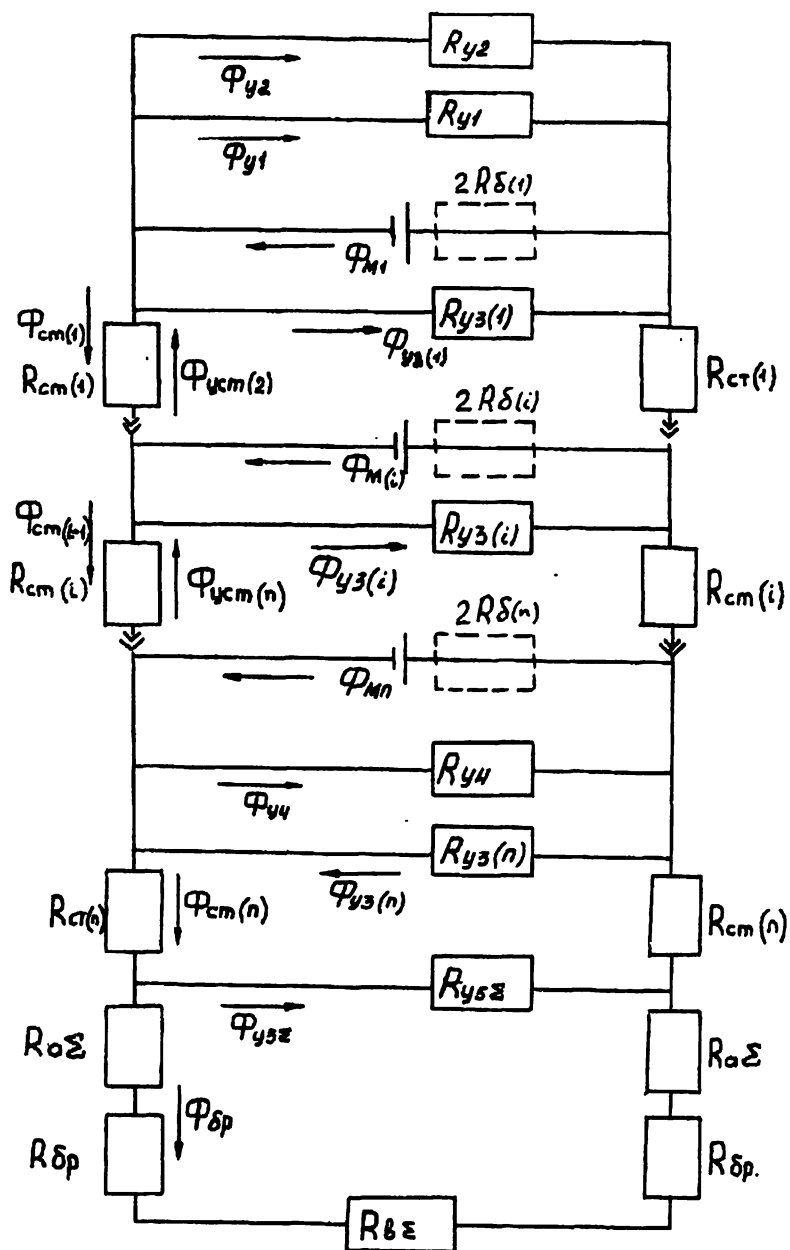


Рис.16. Схема замещения магнитной системы уплотнения

определялся рабочий магнитный поток $\Phi_p = 0,5 d a_{ст} B_p d\phi$ и с учетом доли утечек полный поток системы Φ_0 .

Ввиду большой разветвленности эквивалентной схемы замещения магнитной системы и нелинейности намагничивающих характеристик магнитопровода, вала и наполнителя рабочего зазора задача решается методом последовательных приближений.

Для получения результирующей величины потока в 1-м элементарном участке магнитопровода используется метод суперпозиции. По проводимостям узлов магнитной системы, установленным в первом приближении, определяются магнитные потоки во всех элементах схемы при работе на нее только магнита первого элементарного участка. Затем такой же расчет проводится для второго участка и так далее до n-го. Такой подход исключает возможность появления в магнитопроводе элементарного участка двух потоков сразу. Получается система из n магнитных потоков для каждого элемента магнитной системы. Величина суммарного магнитного потока, результирующего работу всех n отдельных магнитов для конкретного элемента системы в пределах высоты магнита

при $1 < j < n$ и $1 < i < n$

$$\Phi_{0y1} = \sum_n \Phi_{y1(j)} ; \quad \Phi_{0y2} = \sum_n \Phi_{y2(j)} ; \quad \Phi_{0y3} = \sum_n \Phi_{y3(j)} ; \quad (27)$$

$$\Phi_{0y4} = \sum_n \Phi_{y4(j)} ; \quad \Phi_{0(1)} = \sum_{j=1}^n [\Phi_{ст(1j)} - \Phi_{уст(1+1,j)}] ,$$

и в пределах адаптерного участка при $1 < i < m$

$$\Phi_{0a(1)} = \sum_{j=1}^n \Phi_{a(1j)} ; \quad \Phi_{0y5(1)} = \sum_n \Phi_{y5(1j)} . \quad (28)$$

Полученные таким путем суммарные магнитные потоки в каждом элементе системы позволяют определить проводимости всех узлов схемы замещения и перейти к следующему приближению расчета.

Этот прием позволяет избежать ошибок применения метода суперпозиции для нелинейных систем, так как магнитные сопротивления элементов и узлов определяются по суммарному потоку, а не как сумма сопротивлений, установленных для разных значений индукции потока в сечении конкретного элемента.

Величина рабочего потока Φ_p , определенная с заданной точностью, позволяет установить величину напряженности магнитного поля в рабочем зазоре H_p и проверить ее соответствие заданной H_z .

Лабораторные сравнительные испытания магнитных и серийных манжетных уплотнений выявили преимущество магнитных. Они проработали 261 час, в то время как манжетные 108 часов. После приработ-

ки уплотнений сопротивление магнитного установилось на 10% ниже сопротивления манжетного.

Разработанные на основе теоретических и лабораторных исследований конструкции магнитных уплотнений для подшипниковых узлов оси концевой головки скребкового конвейера 1С-50 прошли промышленные испытания на шахтах ПО "Северкузбассуголь". Испытания показали хорошую их работоспособность с высокой степенью надежности. Концевые головки проработали около 3 лет без изменения работоспособности подшипниковых узлов, что превысило срок службы серийных подшипниковых узлов, как минимум, в 4 раза.

Внедрение исследованных уплотнений в скребковых конвейерах Анжерского машиностроительного завода привело к увеличению единичного показателя уровня качества по полному среднему ресурсу концевой головки одноцепных разборных скребковых конвейеров в 4, а двухцепных в 4,3 раза.

Результаты исследований в полном объеме использованы Гипроуглемашем и Анжерским машиностроительным заводом при создании разборных скребковых конвейеров 1С-50, 1С-50-01, 2СР-70М.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе на основании выполненных аналитических и экспериментальных исследований разработаны принципиально новые научно обоснованные конструктивно-технологические решения, внедрение которых вносит значительный вклад в ускорение научно-технического прогресса в области повышения уровня качества разборных скребковых конвейеров, являющихся самым массовым транспортным средством в угольных шахтах. Это имеет большое народно-хозяйственное значение, так как позволяет добиться существенного улучшения показателей работы очистных и подготовительных забоев, значительного снижения трудоемкости и травматизма на подземном транспорте.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Анализом установлено, что разборные скребковые конвейеры были и остаются самым массовым средством транспорта в угольных шахтах. В ближайшей перспективе потребность в них составит около 6 тысяч для шахт Кузбасса и около 16 тысяч для угольной промышленности СНГ. В то же время технический уровень применявшихся разборных скребковых конвейеров не высок, а резервами повышения

их уровня качества являлись повышение долговечности и прочности функциональных элементов и их частей.

2. Комплекс основных параметров, определяющих уровень качества скребковых конвейеров и наиболее влияющих на эффективность их использования, выявленный характером взаимодействия функциональных элементов конвейеров и транспортируемого груза, позволил научно обосновать и выбрать приоритетные направления совершенствования скребковых конвейеров, основные из которых: повышение разрывной и усталостной прочности тяговых органов, увеличение ресурса решточного става и концевых головок.

3. С помощью нового метода измерения износа поверхности трения по изменению массы вставных свидетелей доказана возможность увеличения срока службы разборных скребковых конвейеров за счет повышения долговечности решточного става. Применение наиболее эффективного средства - съемных пластин для защиты концов рештаков, позволяет увеличить долговечность решточного става одноцепных скребковых конвейеров в 3 раза.

4. Искажения геометрической формы звеньев при изготовлении тяговых цепей существенно снижают прочностные показатели тяговых органов скребковых конвейеров. Установлено, что усталостная долговечность тяговых цепей, из-за искажения формы звеньев, снижается на 30-40%. Теоретические и экспериментальные исследования позволили выявить и рекомендовать рациональную конфигурацию звеньев цепей, позволяющую повысить усталостную прочность тягового органа в 1,6 раза.

5. Разработанная методика расчета соединительных звеньев тяговых цепей с определением упругих деформаций и перемещений точек через потенциальную энергию деформируемого бруса обеспечивает высокую точность вычислений со среднеквадратической ошибкой не более 5%. Использование предложенной методики Анжерским машзаводом позволило упростить технологию изготовления соединительных звеньев скребкового конвейера 1С-50 с увеличением их прочностных показателей.

6. Применение графоаналитического метода для исследования процесса "всплывания" тягового органа одноцепных разборных скребковых конвейеров позволяет определять критические параметры тяговой цепи при работе конвейера с искривленным решточным ставом в плоскости доставки, и, учитывая их, не допускать "всплывания" тягового органа.

7. Разработанная методика исследования работоспособности тяговых органов скребковых конвейеров, позволяет еще на стадии про-

ектирования производить сравнительный анализ эксплуатационных характеристик опытных образцов, и производить выбор рациональных форм и конструктивных параметров тягового органа по обобщенному качественному показателю, учитывающему критерии устойчивости, сопротивления движению и транспортирующей способности.

8. Разработанная методика расчета магнитных систем уплотнений валов позволяет создать уплотнения необходимых типоразмеров для всей номенклатуры горных машин. Испытания магнитных уплотнений в концевых головках скребковых конвейеров, показали их хорошую работоспособность с высокой степенью надежности. Концевые головки проработали около 3 лет без изменения работоспособности подшипниковых узлов, что превысило срок службы серийных подшипниковых узлов, как минимум, в 4 раза.

9. Внедрение разработанного на основе результатов исследований комплекса конструктивно-технологических решений и методик расчета отдельных элементов повысило уровень качества разборных скребковых конвейеров в 2,35 раза.

Основное содержание диссертации опубликовано
в следующих работах:

1. Выбор метода измерения износа рештаков скребковых конвейеров / П.М.Овсянников, В.Д. Елманов, Н.Р.Масленников и др. // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1969. - 14. - С.8-17.
2. Результаты сравнительных испытаний на износ рештаков однопелных скребковых конвейеров /П.М.Овсянников, Н.Р.Масленников, Д.Н.Глазов, В.Д.Елманов//Вопросы механизации горных работ: Сб. науч.тр./КузПИ. - Кемерово, 1969. - N 14. - С.17-28.
3. Овсянников П.М., Елманов В.Д., Масленников Н.Р. Деформация скребков конвейеров типа С-53 и ее влияние на "всплывание" цепи //Вопросы механизации горных работ: Сб.науч.тр./КузПИ. - Кемерово, 1969. - N 14. - С. 61-64.
4. К вопросу о прочности кольцевых цепей конвейеров /В.Д.Елманов, П.М.Овсянников и др.//Механизация горных работ: Сб.науч.тр./КузПИ. - Кемерово, 1970. -N 21. -С.342-346.
5. Влияние вида загрузки скребкового конвейера на его работу /П.И.Овсянников, В.Д.Елманов и др.//Механизация горных работ: Сб. науч.тр./КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 32. -С.197-201.
6. Елманов В.Д., Овсянников П.М. Искажение геометрической формы звеньев при производстве круглозвенных сварных цепей.//Ме-

ханизация горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 32. - С. 180-186.

7. Елманов В.Д. Влияние бочкообразности звеньев на прочность круглозвенных сварных цепей // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 38. - С. 173-179.

8. Елманов В.Д. Снижение прочности круглозвенных цепей от несоосности сварных стыков // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 38. - С. 170-172.

9. Елманов В.Д., Токмаков В.М. Цепи с новой конфигурацией звеньев // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 38. - С. 163-165.

10. Елманов В.Д., Токмаков В.М. Сравнительные испытания круглозвенных цепей // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 38. - С. 166-169.

11. Овсянников П.М., Елманов В.Д. Некоторые исследования усталостной прочности соединительных звеньев тяговых цепей конвейера СР-70А // Механизация горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 32. - С. 168-174.

12. Масленников Н.Р., Щетинин П.Ф., Елманов В.Д. Влияние некоторых эксплуатационных и конструктивных факторов на "всплывание" цепей скребковых конвейеров типа С // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1971. - N 38. - С. 195-199.

13. Елманов В.Д., Колчанов В.Д. Исследование усталостной долговечности круглозвенных сварных цепей // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1972. - N 46. - С. 225-228.

14. Елманов В.Д., Колчанов В.Д. Влияние бочкообразности звеньев на усталостную долговечность цепей // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1972. - N 46. - С. 222-224.

15. Масленников Н.Р., Елманов В.Д., Перминов Г.И. Влияние амплитуды и частоты колебаний нагрузки на долговечность круглозвенных цепей // Вопросы механизации горных работ: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1972. - N 46. - С. 228-232.

16. Исследование износа решетчатого става одноцепных скребковых конвейеров / В.М. Юрченко, Д.Н. Глазов, В.Д. Елманов, Н.Р. Масленников // Вопросы горной механики: Сб. науч. тр. / КузПИ. - Кемерово, 1973. - N 47. - С. 195-198.

17. Елманов В.Д., Овсянников П.М., Сафохин М.С. Выбор места расположения сварного шва для круглозвенных цепей // Вопросы горного дела. Горная электромеханика и горные машины: Сб. статей / КузПИ. - Кемерово, 1973. - С. 197-201.

18. Елманов В.Д., Колчанов В.Д., Анферов Б.А. Исследование деформации звеньев круглозвенных цепей //Механизация горных работ: Сб. науч. тр. /КузПИ. - Кемерово, 1974. - N 63. - С.186-187.

19. Колчанов В.Д., Елманов В.Д., Рябов Н.И. Влияние формы звеньев на усталостную долговечность круглозвенных цепей скребковых конвейеров //Механизация горных работ: Сб. науч. тр. /КузПИ. - Кемерово, 1974. - N 63. - С. 184-186.

20. Колчанов В.Д., Бенюх Н.Д., Елманов В.Д. Изучение условий эксплуатации тяговых комбайновых цепей в Кузбассе //Механизация горных работ: Сб. науч. тр. /КузПИ. - Кемерово, 1975. - N 75. - С.93-96.

21. Методика и результаты теоретического исследования критических параметров цепного тягового органа "всплывающего" по борту желоба скребкового конвейера типа С /Н.Р.Масленников, В.Д.Елманов, О.И.Ерин, А.П.Абрамов /КузПИ. - Кемерово, 1988. -Деп. в ЦНИ-ЭИУголь 24.06.88. N 4628.

22. А.с. 1404729 СССР. МКИ F 16 J 15/40. Магнитожиткостное уплотнение / В.Д.Елманов, Н.Р.Масленников и др. / КузПИ. - Опубл. 23.06.88. Бюл. N 23.

23. А.с. 1484782 СССР. МКИ В 65 G 19/00. Стенд для испытания тягового органа скребкового конвейера и исследования формируемого на нем грузопотока / В.Д.Елманов, Н.Р.Масленников, О.И.Ерин и А.П.Абрамов.; КузПИ. - Опубл. 07.06.89. Бюл. 21.

24. Методика исследования работоспособности тягового органа скребкового конвейера /В.Д.Елманов, Н.Р.Масленников, О.И.Ерин, А.П.Абрамов. /КузПИ. - Кемерово, 1989. -Деп. в ЦНИЭИуголь 26.04.89. N 4878.

25. Елманов В.Д., Масленников Н.Р., Абрамов А.П. Совершенствование тягового органа и концевой головки скребковых конвейеров // Уголь. - 1990. - N 10. - С.29-30.

26. Елманов В.Д., Масленников Н.Р., Абрамов А.П. К вопросу устойчивости тягового органа скребкового конвейера //Вопросы горной механики и шахтного транспорта: Межвуз. сб. науч. тр. /КузПИ. - Кемерово, 1991. - С. 67-73.

27. А.с. 1716239 СССР. МКИ F 16 J 15/40. Магнитоожидкостное уплотнение /С.П.Мироходов, В.Д.Елманов, А.П.Абрамов, А.В.Чашечников. /КузПИ. - Опубл. 29.02.92. Бюл. N 8.

28. Елманов В.Д. Резерв усталостной прочности круглозвенных тяговых цепей /Кузбас. гос. техн. ун-т. - Кемерово, 1994. - 11 с. -Деп. в ЦНИЭИуголь 16.06.94. N 5468.

29. Елманов В.Д. Основы теории расчета соединительных звеньев тяговых органов скребковых конвейеров / Кузбас. гос. техн. ун-т.

- Кемерово, 1994. - 25 с. - Деп. в ЦНИЭИуголь 21.03.94. N 5456.

30. Елманов В.Д., Новиков В.И. Методика вычисления деформаций и напряжений в соединительных звеньях / Кузбас. гос. техн. ун-т. - Кемерово, 1994. - 15 с. - Деп. в ЦНИЭИуголь 16.06.94. N 5469.

31. Елманов В.Д., Масленников Н.Р., Абрамов А.П. Обоснование параметров "всплывания" тяговых органов скребковых конвейеров типа С / Кузбас. гос. техн. ун-т. - Кемерово, 1994. - 9 с. - Деп. в ЦНИЭИуголь 21.03.94. N 5459.

32. Елманов В.Д., Абрамов А.П. К расчету магнитного уплотнения вала // Совершенствование технологических процессов при разработке месторождений полезных ископаемых: Сб. науч. тр. / Ассоциация "Кузбассуглетехнология". - Кемерово, 1994. - N 8. - С. 89-105.

33. Елманов В.Д., Масленников Н.Р. Выбор направлений совершенствования шахтных разборных скребковых конвейеров // Совершенствование технологических процессов при разработке месторождений полезных ископаемых: Сб. науч. тр. / Ассоциация "Кузбассуглетехнология". - Кемерово, 1994. - N 8. - С. 70-75.

34. Лабораторные исследования магнитных уплотнений / В.Д. Елманов, Н.Р. Масленников, А.П. Абрамов, А.Ю. Захаров / Кузбас. гос. техн. ун-т. - Кемерово, 1995. - 9 с. - Деп. в ЦНИЭИуголь 28.02.95. N 5489.

35. Елманов В.Д. Совершенствование шахтных разборных скребковых конвейеров / Кузбас. гос. техн. ун-т. - Кемерово, 1995. - 151 с. ISBN 5-230-18851-0



Подписано в печать 28.08.95. Заказ 377. Тираж 100 экз.
Печать офсетная. Объем 2 п. л. Формат 60x84/16.

Типография Кузбасского технического университета.
650027, Кемерово, ул. Красноармейская, 115.