

6
А67

Министерство угольной промышленности СССР
Институт горного дела им. А. А. Скочинского

На правах рукописи

Инженер А. В. ШАДКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ
ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН
С ВЫНЕСЕННЫМ ПРИВОДОМ
С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ НАТЯЖЕНИЯ
ХОЛОСТОЙ ВЕТВИ

Специальность 172 - "Горные машины"

Автореферат
диссертации, представленной на соискание
учёной степени кандидата технических наук

Москва
1968

Работа выполнена в лаборатории научных основ создания и применения механизированных крепей и в СКБ ИГД им. А.А.Скочинского. Экспериментальные исследования проводились на Дружковском и Горловском им. С.М.Кирова машиностроительных заводах.

Научные руководители:

проф., докт.техн.наук В.Н.Хорин,
канд.техн.наук В.В.Аксенов

Официальные оппоненты:

проф., докт.техн.наук Н.Ф.Руденко,
доц., канд.техн.наук П.В.Семенча

Ведущее предприятие - ЦКБ цепных передач и устройств
ВНИИПТуглемаша.

Автореферат разослан "X" /X/ 1968 г.

Защита диссертации состоится "II" /XII/ 1968 г.
на заседании Ученого совета Института горного дела им.А.А.Скочинского (ст. Панки, Московской ж.д.).

Отзыв просим направлять в двух экземплярах по адресу: Люберцы 4, Московской обл., ИГД им. А.А.Скочинского.

С диссертацией можно ознакомиться в секретариате Ученого совета Института.

Ученый секретарь
докт.техн.наук

Г.И.ЯГОДКИН

Директивами XXII и XXIII съездов КПСС предусматривается дальнейший рост добычи угля без увеличения численности рабочих в угольной промышленности путем совершенствования технологии выемки и доставки угля на основе широкого внедрения механизированных комплексов, составной частью которых являются выемочные машины и установки. Важной социальной задачей является создание высокопроизводительных и надежных в работе средств комплексной механизации и автоматизации для выемки угля без постоянного присутствия людей в призабойном пространстве.

В связи с этим, значительные перспективы имеют выемочные машины с вынесенными на штрэк приводами: машины с активным исполнительным органом, струги статического действия, скреперо-струги, струги-тараны и угольные пилы. В этих машинах передача энергии от вынесенного из рабочего пространства привода к исполнительному органу осуществляется преимущественно с помощью цепных передач.

От работы цепных передач в значительной степени зависит эффективность разрушения угольного массива такими машинами, а также режим работы и надежность выемочной установки в целом.

Цепные передачи выемочных машин с вынесенными приводами резко отличаются по характеру и условиям работы как от цепных передач стационарных установок, так и от цепных передач горно-транспортных машин. Специфика работы цепных передач выемочных машин с вынесенными приводами обуславливается тем, что эти передачи представляют собой упругую замкнутую систему не только с большим расстоянием между концевыми звёздами, но и с перемещающимся между ними потребителем энергии со стохастическим характером приложения внешних нагрузок. В связи с этим на работу таких передач существенное влияние оказывает натяжение холостой ветви. Эти и другие

особенности работы цепных передач выемочных машин с вынесенным приводом не достаточно изучены, в результате чего современные передачи не удовлетворяют возрастающим требованиям, связанным с ростом мощности и производительности таких выемочных машин.

Диссертация посвящена исследованию работы цепных передач выемочных машин с вынесенным приводом (преимущественно комбайновых и струговых установок) с учетом влияния натяжения холостой ветви.

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, списка литературы и содержит 145 страниц машинописного текста, 66 рисунков и 17 таблиц.

Глава I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. КЛАССИФИКАЦИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ И ИХ НАТЯЖНЫХ УСТРОЙСТВ

Конструкция и технология изготовления цепных передач стационарных установок, применяемых в различных отраслях промышленности, достигли высокого уровня. Современные цепные передачи стационарных установок могут передавать от ведущего вала к ведомому на расстоянии 20-30 м, мощность до 5000 лс и успешно работают при скорости цепи до 20-30 м/сек. Этому в значительной степени способствовали исследования советских специалистов: Н.В. Воробьева, Г.Б. Столбина, Д.Н. Решетова, И.П. Глуценко, И.И. Ивашкова, А.К. Кузнецовой, К.П. Жукова, А.А. Норовского, А.П. Пименова и др.

За последние десятилетия цепные тяговые органы и передачи нашли широкое применение в угольной промышленности в связи с внедрением конвейеров и струговых установок.

Вопросы кинематики, внутренней динамики, износа, прочности и настройки контура цепных тяговых органов для конвейеров достаточно полно освещены в работах А.О. Сливаковского, А.В. Евневича, И.Г. Штокмана, А.А. Готовцева, А.П. Пименова. Вопросы создания и совершенствования выемочных машин с вынесенным приводом и их цепных тяговых органов рассмотрены в работах А.В. Докукина, Ю.Д. Красникова, А.Д. Игнатьева, Н.Г. Картавого, П.В. Семенчи, Б.М. Дельцова, Э.П. Долгова, М.П. Лобасова, А.Б. Голода, В.Д. Путинцева, А.П. Шмакова, Е.Е. Гольдбухта, М.Ф. Харах и др.

Однако, исследования закономерностей движения и нагруженности цепных передач выемочных установок с вынесенным приводом, как единой замкнутой упругой системы, до настоящего времени не проводились.

В главе по материалам литературных источников дан анализ особенностей и условий работы цепных передач современных выемочных машин, важнейшими из которых являются: относительно малые скорости движения и тяжелые нагрузочные режимы; большие и переменные длины и упругие деформации рабочей и холостой ветвей; стохастический характер внешних сопротивлений; частый обмен местами, холостой и рабочей ветвей (соответственно реверсу передачи); отсутствие защиты цепи от вредного влияния внешней среды.

По методу кусочно-линейной аппроксимации автоколебательное движение в рабочем режиме всей системы передачи можно рассматривать состоящим из двух периодов: первого периода, соответствующего замедлению движения потребителя энергии и накоплению потенциальной энергии в рабочей ветви, протекающему по линейному закону, второго периода, соответствующего скачку потребителя энергии и переходу потенциальной энергии рабочей ветви в кинетическую энергию потребителя. При этом скорость приводной звезды практически остается постоянной.

По данным результатов исследований различных авторов установлено, что усилие в рабочей ветви формируется в основном в первом периоде, а динамическая добавка - во втором периоде. При длине рабочей ветви более 20-40 м динамическая добавка незначительна и зависит в основном от средней скорости движения потребителя энергии.

Сварная круглозвенная цепь, применяемая в передачах выемочных машин, по усталостной прочности весьма чувствительна к асимметричному циклу нагружения. Показано, что значения коэффициента асимметрии нагрузок в таких передачах при выемке пологих пластов достигают 0,8 и более.

Вследствие незначительного провисания цепи и значительной деформации рабочей ветви в первом периоде рабочего режима и в переходных режимах работы передачи натяжение холостой (ведомой) ветви уменьшается, в связи с чем, если нет принудительного ее натяжения, возможно образование "слабины". В этом случае нарушается нормальная работа передачи: появляются значительные поперечные колебания свободных участков холостой ветви, сопровождающиеся ударами по элементам установки; возникает проскальзывание цепи по приводной звезде в особенности при ее износе; возрастает вероятность попадания цепи под исполнительный орган, захвата цепи звездой или поломки съёмника, порыва или скручивания цепи, ухудшаются условия техники безопасности и т.д.

Для обеспечения нормальной работы цепных передач современных выемочных установок (в частности, струговых), не имеющих автоматически действующих натяжных устройств, в настоящее время цепь предварительно натягивается (без контроля величины натяжения) с помощью приводов, в результате чего в холостой ветви при работе передачи возникают значительные усилия, которые воспринимаются всеми элементами передачи и являются для нее внутренней дополнительной нагрузкой.

Показано, что большинство известных исследований направлены на повышение надежности и долговечности цепных передач выемочных установок с вынесенным приводом и направляющей опорой (для выемочного органа) путем повышения износостойкости, статической и усталостной прочности элементов передач, улучшения цепного зацепления и снижения внешних нагрузок (без снижения внутренней дополнительной нагрузки).

Неправильное понимание работы цепной передачи привело, в частности, к тому, что в проекте отраслевого стандарта Донгипроуглемаша по расчету тяговых цепей струговых и комбайновых установок на статическую и усталостную прочность учитываются дополнительные нагрузки, но не предусматривается возможность их снижения в результате чего по проекту необходимая долговечность цепи должна достигаться только за счет завышения калибра цепи.

Целью диссертационной работы было решение следующих основных задач:

1. Изыскание методов определения и снижения дополнительных нагрузок в цепных передачах без автоматических натяжных устройств.
2. Определение работоспособности и основных параметров цепных передач с автоматическими натяжными устройствами для выемочных машин с вынесенными приводами.
3. Установление закономерностей движения и нагруженности цепных передач с автоматическими натяжными устройствами и определение их оптимальных параметров.
4. Создание специальной электрической измерительной аппаратуры для экспериментальных исследований цепных передач.

В работе использовались методы математического анализа, аналитической геометрии, теории упругости, теории вероятностей, современные методы комплексных экспериментальных исследований и натурные наблюдения.

Проведен анализ известных схем цепных передач и впервые разработаны классификационные ряды этих передач и автоматически дей-

ствующих натяжных устройств применительно к выемочным машинам с вынесенным приводом. В основу классификации положены способы натяжения холостой ветви. При делении объема понятия использовался принцип дихотомии.

Предложена новая оригинальная реверсивная одноприводная цепная передача с одним натяжным устройством, защищенная авторским свидетельством.

Выявлены наиболее перспективные цепные передачи и автоматически действующие натяжные устройства для выемочных машин с вынесенными приводами, в частности: передача, предложенная Л.Ротером; реверсивная передача, предложенная автором; передачи, заявленные ИГД им.А.А.Скочинского для стругов и комбайнов; дифференциальная передача, предложенная И.Птачком; гидравлические и пневматические натяжные устройства без специального привода, в том числе гидравлические натяжные устройства, включенные в систему объемного гидропривода исполнительного органа выемочной машины.

Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ БЕЗ АВТОМАТИЧЕСКИХ НАТЯЖНЫХ УСТРОЙСТВ

В результате аналитических исследований распределения статических нагрузок в элементах цепного контура передач без автоматических натяжных устройств с учетом упругой деформации рабочей и холостой ветвей, нами получены расчетные формулы для определения усилий натяжения холостой ветви:

при одном приводе

$$T_{x_1} = T_{\text{пред}} - T_{\text{пр}} K_1; \quad (1)$$

при двух приводах

$$T_{x_2} = T_{\text{пред}} - T_{\text{пр}} K_2, \quad (2)$$

где $T_{\text{пред}}$ — предварительное натяжение цепи;
 $T_{\text{пр}}$ — окружное усилие на приводной звезде или суммарное окружное усилие двух приводных звезд;
 K_1, K_2 — коэффициенты, учитывающие соотношение длин рабочей и холостой ветвей цепи или положение потребителя энергии в данный момент соответственно для одноприводной и двухприводной передачи.

Для одноприводной передачи с движением потребителя энергии к приводу

$$K_1 = \frac{L_p}{L_p + L_x} = \frac{L_{yn} - x_{nз}}{2L_{yn}} \quad (3)$$

и изменяется от 0,5 до 0;

для одноприводной передачи с движением потребителя энергии от привода

$$K_1 = \frac{L_p}{L_p + L_x} = \frac{2L_{yn} - x_{nз}}{2L_{yn}} \quad (4)$$

и изменяется от 1,0 до 0,5;

для двухприводной передачи

$$K_2 = \frac{0,5L_{p1} + L_{p2}}{L_{p1} + L_{p2} + L_x} = \frac{1,5L_{yn} - x_{nз}}{2L_{yn}} \quad (5)$$

и изменяется от 0,75 до 0,25;

где L_p (L_{p1}, L_{p2}) и L_x — длины соответственно рабочей и холостой ветвей;

L_{yn} — межцентровое расстояние концевых звезд;
 $x_{nз}$ — перемещение потребителя энергии, отсчитываемое от оси первой звезды в направлении его движения.

Также получены расчетные формулы для определения статических усилий, действующих в рабочей ветви цепи и опорах звезд, с учетом дополнительной нагрузки.

Исследования показали, что дополнительная нагрузка в передаче зависит не только от величины передаваемого усилия и предварительного натяжения цепи, но и от соотношения длин рабочей и холостой ветвей, а также что величина дополнительной нагрузки возрастает по мере перемещения потребителя энергии и достигает полутаракратной и более величины номинального передаваемого усилия ($T_{ном}$).

Установлено, что по условию обеспечения нормальной работы передачи и минимально возможной дополнительной нагрузки оптимальное усилие предварительного натяжения цепи должно составлять следующую величину от номинального передаваемого усилия: 0,5 — для одноприводной передачи с движением потребителя энергии к

приводу; 1,0 — для одноприводной передачи с движением потребителя энергии от привода; 0,75 — для двухприводной передачи.

Однако, даже при рекомендуемых оптимальных предварительных натяжениях цепи величина дополнительной нагрузки в цепной передаче без автоматических натяжных устройств будет достигать половины номинального передаваемого усилия.

Следовательно, для существенного снижения дополнительной нагрузки и повышения полезной передаваемой мощности цепными передачами в выемочных установках с направляющей опорой (например, в струговых установках) необходимо применять цепные передачи с автоматическими натяжными устройствами.

Глава III. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С АВТОМАТИЧЕСКИМИ НАТЯЖНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ ДЛЯ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК В РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ

В главе изложены результаты проведенных нами аналитических исследований закономерностей движения и нагруженности цепных передач с автоматическими натяжными устройствами на примере одноприводной передачи струговой установки статического действия с гидравлическим натяжным устройством, имеющим упругий элемент (пружины гидроаккумулятора) и расположенным у приводной звезды. Основные результаты исследований применимы и для двухприводной передачи с теми же основными параметрами при определении основных параметров натяжного устройства.

Цепная передача исследовалась в основном в первом периоде колебательного движения при постоянной скорости вращения приводной звезды.

Максимальные значения параметров, характеризующих работу элементов цепной передачи во втором периоде, определялись с помощью введения динамических добавок, выявленных другими исследователями.

Цепная передача рассматривалась как замкнутая упругая система с двумя степенями свободы.

Принималось, что движение всей системы описывается искомыми закономерностями движения приведенных масс: массы струга с приведенной массой рабочей ветви цепи и массы, состоящей из приведенных к натяжному блоку (или к звену цепи у блока) масс движущихся элементов натяжного устройства и холостой ветви.

Рассматривалось движение системы для случая отсутствия и для случая наличия гидравлических сопротивлений в натяжном устройстве. В последнем случае характеристика гидравлического натяжного устройства принималась аналогичной характеристике механического натяжного устройства с упругим элементом.

При исследованиях были приняты следующие допущения, правомерность которых подтверждена другими исследователями (Ю.Д.Красниковым, Б.М.Дельцовым, Е.М.Кривенко и др.): упругими элементами системы являются только рабочая и холостая ветви цепи и пружины гидроаккумулятора; характеристики привода не влияют на движение системы; к.п.д. цепных блоков равны 1; силы резания на струге являются линейной функцией его пути; силы внешнего сопротивления движению элементов системы, коэффициенты жесткости системы и коэффициент пропорциональности гидросопротивлений в натяжном устройстве за время элементарного колебательного движения являются постоянными.

Были получены следующие уравнения движения системы: в общем виде:

$$\left. \begin{aligned} \bar{m}_1 \ddot{s} + (c_p + c_x + a)s - c_x x &= c_p v t \\ \bar{m}_2 \ddot{x} + kx + (c_x + c_n)x - c_x s &= c_n v t + kv \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

для первого периода движения с учетом гидросопротивлений в натяжном устройстве

$$\left. \begin{aligned} (c_p + c_x + a)s - c_x x &= c_p v t \\ m_2 \ddot{x} + kx + (c_x + c_n)x - c_x s &= c_n v t + kv \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

для первого периода движения без учета гидросопротивлений в натяжном устройстве

$$\left. \begin{aligned} (c_p + c_x + a)s - c_x x &= c_p v t \\ m_2 \ddot{x} + (c_x + c_n)x - c_x s &= c_n v t \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где m_1 и m_2 — приведенные массы соответственно струга и холостой ветви с натяжным устройством, кг/сек²/м;

a, c_n, c_p, c_x — коэффициенты жесткости соответственно скола угольного целика, пружин гидроаккумулятора натяжного устройства, рабочей и холостой ветвей цепи, кг/м;

k — приведенный к цепи коэффициент пропорциональности гидросопротивлений натяжного устройства, кг.сек/м;
 s, x — перемещения соответственно струга и звена холостой ветви цепи у натяжного блока, м;
 v — окружная скорость вращения приводной звезды, м/сек;
 t — текущее время первого периода, сек.

Вначале была решена в общем виде система уравнений (7) при $m_2 \ddot{x} \neq 0$ и при $m_2 \ddot{x} = 0$ с последующими конкретными расчетами для струговой установки с цепью калибра 23х86, $L_p = 10$ м, $L_x = 190$ м, $a = 0,5 \cdot 10^5$ кг/м, $c_n = 100$ кг/м; $k = 450$ кг.сек/м; $v = 0,7$ м/сек, $m_2 = 80$ кгсек²/м и $t = 0,2$ сек, соответствующем амплитуде усилия в рабочей ветви, равной 2500 кг. Расчетами по определению значений величины x показано, что максимальная погрешность решения уравнений при $m_2 \ddot{x} = 0$ составляет 8%. Поэтому все последующие исследования проводились без учета масс, что позволило получить более удобные для практики расчетные формулы.

Наложением расчетных кривых на осциллограммы показана удовлетворительная сходимость полученных теоретически функциональных зависимостей с экспериментальными данными для цепной передачи струговой установки агрегата АКД.

Анализ результатов теоретического исследования цепных передач проводился на примере расчетных данных основных параметров движения и нагруженности цепной передачи струговой установки для пологих пластов с мощностью привода 90 квт; скоростью струга $v = 0,7$ м/сек; к.п.д. привода, равным 0,85; с $L_{чл} = 100$ м; $a = 5 \cdot 10^5$ кг/м; усилие сопротивления движению и погонная жесткость цепи принимались равными соответственно 1000 кг и $2,28 \cdot 10^6$ кг.

Анализ показал, что на движение и нагруженность элементов цепной передачи решающее влияние оказывают характеристики внешнего сопротивления, упругая характеристика цепи, а также упругая и диссипативная характеристики натяжного устройства.

С увеличением сил резания и коэффициента жесткости скола растут усилие в рабочей ветви цепи и перемещение натяжного блока и уменьшаются усилия в холостой ветви, причем характер изменения этих параметров является линейным или нелинейным в зависимости от отсутствия или наличия гидросопротивлений в натяжном устройстве.

С ростом неравномерности усилия резания на струге, в частности с уменьшением числа резцов, растет неравномерность нагрузки в

элементах передачи и размахи перемещения натяжного блока, однако неравномерность нагрузок в передаче всегда меньше неравномерности сил резания.

При постоянных характеристиках внешнего сопротивления и натяжного устройства с перемещением струга (с увеличением жесткости рабочей ветви цепи) средние значения и неравномерность натяжения рабочей ветви остаются неизменными, перемещение натяжного блока и неравномерность натяжения холостой ветви уменьшаются, а среднее значение натяжения холостой ветви незначительно увеличивается, причем в большей степени при движении струга к приводу.

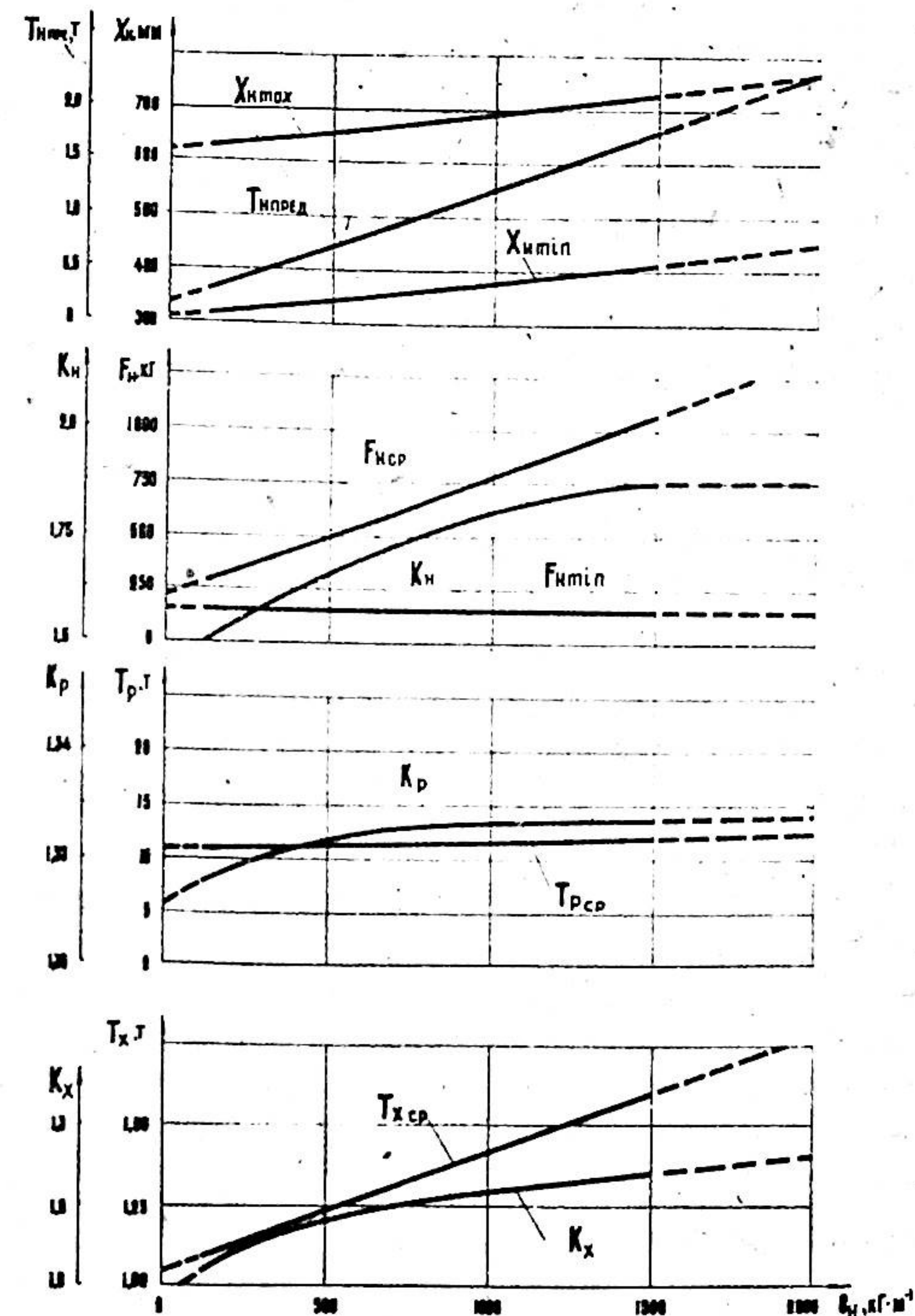
Для той же струговой установки при неравномерности сил резания $K_p = 2$, предварительном натяжении цепи $T_{пред} = 0$, $L_p = 190$ м и $L_x = 10$ м были построены графики (см. рис.) изменения основных параметров движения и нагруженности элементов передачи в зависимости от приведенной к цепи жесткости пружин гидроаккумулятора натяжного устройства.

Из графиков видно, что с увеличением жесткости упругой характеристики натяжного устройства растут средние значения и коэффициенты неравномерности усилий в рабочей ($T_{р.ф}$, K_p) и холостой ($T_{х.ф}$, K_x) ветвях и в сбегавшем участке холостой ветви ($0,5 F_{н.ср}$, K_n) цепи. Поэтому для обеспечения в процессе работы струга постоянного и достаточного минимального натяжения $0,5 F_{н.мин}$ сбегавшего с приводной звезды участка холостой ветви необходимо натяжным устройством обеспечить соответствующее предварительное натяжение цепи ($T_{н.пред}$).

Графики, представленные на рисунке, позволяют определять оптимальные параметры элементов передач.

В частности, расчет по условию прочности цепи допустимые средние значения и коэффициенты неравномерности усилий в рабочей и холостой ветвях, по графикам можно определить оптимальные параметры натяжного устройства; или приняв по условию нормальной работы передачи необходимые параметры натяжного устройства, можно по графикам определить средние значения и коэффициенты неравномерности усилия в рабочей и холостой ветвях.

Например, если принять $C_n = 200$ кг/м и $0,5 F_{н.мин} = 100$ кг, гарантирующие нормальную работу передачи (глава У), то необходимое максимальное перемещение ($x_{н.мах}$) натяжного блока одноприводной передачи составит 630 мм; среднее значение и коэффициент неравномерности усилий в рабочей ветви будут соответ-



Влияние упругой характеристики натяжного устройства на основные параметры движения и нагруженности элементов цепной передачи струговой установки с одним приводом

венно IIТ и I,33, а приведенное к цепи предварительное усилие в натяжном устройстве должно быть не менее 380 кг. При этом величина дополнительной нагрузки ($0,5 F_{н.ср.} / T_{р.ср.}$) в передаче в среднем составит всего лишь 0,014 номинального передаваемого усилия.

Из примера видно, что нормальная работа цепных передач с автоматическими натяжными устройствами может быть обеспечена при дополнительных нагрузках, в несколько раз меньших, чем цепных передач без автоматических натяжных устройств.

Анализ показал, что необходимый максимальный ход натяжного блока в передаче с двумя приводами на 25÷30% меньше, чем в той же передаче с одним приводом. Так, для двухприводной передачи с параметрами, принятыми в предыдущем примере, максимальный ход натяжного блока, определенный с помощью переводного коэффициента, составит 465 мм.

Глава IV. ОСОБЕННОСТИ МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ И СОЗДАНИЕ СПЕЦИАЛЬНОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ

Анализ показал, что существующая измерительная аппаратура не может обеспечить комплексные экспериментальные исследования специфики работы цепных передач выемочных машин с вынесенным приводом. Поэтому была создана специальная измерительная аппаратура. С этой целью было произведено обоснование выбора измеряемых параметров и анализ их метрологических характеристик; разработаны предварительные технические требования и обоснованы рациональные принципы работы необходимой специальной измерительной аппаратуры; разработан новый метод аналитического и экспериментального определения оптимальных электрических и механических параметров и характеристик этой аппаратуры.

В результате проведенных исследований было установлено, что для комплексных экспериментальных исследований работы цепных передач необходимо и достаточно одновременно измерять мгновенные значения перемещений (иногда скоростей) вала приводной звезды, исполнительного органа (выемочной машины), рабочего органа натяжного устройства, а также усилий, передаваемых цепью на эти элементы. В тех случаях, когда силами сопротивления движению и весом цепи можно пренебречь или когда эти величины могут быть ко-

свенно учтены, целесообразно и достаточно вместо указанных сил измерять мгновенные значения упругой вытяжки рабочей и холостой ветвей цепи. Основные параметры движения и нагруженности цепных передач характеризуются широким диапазоном значений, относительно плавным циклическим изменением величины и частотой, не превышающей 43 гц.

Установлено, что датчики, входящие в состав измерительной аппаратуры, должны отвечать следующим основным специальным требованиям. Конструкция жесткого соединения датчиков с исследуемым объектом должна допускать девиацию направления движения объекта относительно датчика до 10^0 ; датчики должны устанавливаться на рабочее место и позволять балансировку измерительной схемы по нулевому значению входной величины без разборки и нарушения настройки исследуемого объекта; иметь ход подвижного элемента 0,5м и более.

Обоснованы рациональные принципы преобразования входной величины в датчиках для измерения основных параметров цепных передач выемочных машин с вынесенным кривоходом. Например датчики для измерения перемещений и усилий должны быть реостатного типа, а датчики скоростей — генераторного и индукционного типа.

Разработаны новые методы расчета оптимальных электрических параметров мостовых измерительных схем с реостатными датчиками и схем с индукционными датчиками, обеспечивающие линейность статической характеристики и необходимую чувствительность аппаратуры без усиления выходного сигнала.

В результате проведенных исследований под руководством и с непосредственным участием автора был разработан ряд специальных измерительных приборов, которые изготавливаются Опытно-экспериментальным заводом ИГД им.А.А.Скочинского и получили в настоящее время достаточно широкое применение при экспериментальных исследованиях.

Экспериментальные исследования показали, что механические характеристики новых датчиков линейных перемещений АЦ5М и АЦ6, датчика упругой вытяжки цепи ДВЦ-1, индукционного датчика линейных скоростей АЦ4, датчика средней угловой скорости СУП1 и малогабаритного токосъемника ТСМ1 в основном соответствуют разработанным требованиям.

Создан по нашему предложению принципиально новый датчик для непрерывных измерений больших (6 м и более) не строго линейных

перемещений основных элементов механических систем (например, стругов), защищенный авторским свидетельством.

Глава V. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С АВТОМАТИЧЕСКИМИ НАТЯЖНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

С целью решения поставленных задач были проведены стендовые экспериментальные исследования работы цепных передач комбайновых установок ИУ и комплекса ИКБС, а также струговой установки агрегата АКД. Технические характеристики стендов и исследуемых объектов соответственно были: "угол падения пласта" — 0; 0 и 70°; мощность вынимаемого пласта — 0,5; 0,5–0,75 и 1,0 м; показатель крепости углецементного блока (А) — 40–180; 80–120 и 130–210 кг/см; "длина лавы" (расстояние между концевыми звездами) — 96,8; 47,4 и 17,6 м; мощность привода цепной передачи (выемочного органа) — 32; 90 и 90 кВт; тип турбомуфты привода — ТЛ32, ТС-100МВ и ТС-100М; скорость цепи — 0,508 и 1,27; 1,0 и 0,72 м/сек. Кроме того, исследования работы цепной передачи агрегата АКД проводились на горизонтальной площадке при расстоянии между концевыми звездами 62,6 м. Выемочные установки комплекса ИКБС и агрегата АКД были снабжены предложенной нами реверсивной цепной передачей и гидравлическими натяжными устройствами соответственно с насосом и с гидроаккумулятором, а установка ИУ — нереверсивной цепной передачей. А. Рогера и пневматическим натяжным устройством, подключенным к заводской пневмосети.

Измерения усилий в рабочей и холостой ветвях, моменты на приводе вала и валу вращающегося исполнительного органа производились с помощью тензометрирования, а измерения упругой вытяжки цепи, перемещений и скоростей движения исполнительного органа, приводной звезды и блока натяжного устройства — с помощью специальной измерительной аппаратуры. Показания измерительной аппаратуры регистрировались на осциллографах типа МПО-2, Н102 и Н700.

В результате экспериментов доказана работоспособность и целесообразность применения цепных передач с автоматическими натяжными устройствами для выемочных установок с вынесенным приводом.

Установлено, что нарушения нормальной работы цепной передачи с автоматическим натяжным устройством наступают при минимальных усилиях в сбегающем участке холостой ветви (в первом периоде) 100–150 кг и средних значениях, равных 180–200 кг.

В результате обработки осциллограмм, определения и анализа средних и экстремальных значений и характеристик кривых плотности распределения измерявшихся параметров, а также определения и анализа коэффициентов корреляции различных их систем подтвердились основные исходные положения и результаты аналитических исследований. Например, высокий коэффициент корреляции (0,85–0,95) системы "усилие в рабочей ветви — перемещение натяжного блока" указывает на почти линейную связь между этими параметрами.

Специальными экспериментами с резанием углецементного блока тензорезцом, установленным на струге агрегата АКД, показано, что даже при значительных гидросопротивлениях в натяжном устройстве (коэффициенте пропорциональности 17–30 кгсек/см) неравномерность усилия в рабочей ветви (1,1–2,2) и неравномерность усилия в холостой ветви (1,2–1,9) были примерно в два раза меньше, чем неравномерность усилия резания на струге (2–4). Таким образом подтвердились результаты аналитических исследований по неравномерности нагрузок в передаче.

Экспериментальными исследованиями показано, что при минимальном среднем натяжении сбегающего участка холостой ветви, равном 180 кг, и жесткости упругого элемента натяжного устройства 136 кг/м, обеспечивается нормальная работа цепных передач и незначительные дополнительные нагрузки, не превышающие 0,015 от номинального передаваемого усилия.

Методами математической статистики подтверждена линейность упругой характеристики круглозвенной цепи ϕ 23x86 в рабочем режиме. Для этой же цепи методом свободных колебаний уточнена динамическая погонная жесткость, которая оказалась равной $2,28 \cdot 10^6$ кг. Уточненная скорость распространения упругой волны напряжений в той же цепи составила 1600 м/сек.

Экспериментальные исследования показали, что к.п.д. цепного блока в рабочем режиме был достаточно высок (0,95). Это подтверждает возможность обеспечения достаточно высокого к.п.д. цепной передачи выемочных машин с вынесенным приводом в целом.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

I. Обеспечение нормальной работы цепных передач без автоматических натяжных устройств в современных выемочных установках с вынесенными приводами на всей длине рабочего хода исполнительного органа сопряжено со значительными внутренними дополнительными

нагрузками в передачах, достигающими 1,5 кратной и более величины номинального передаваемого усилия, что несомненно приводит к значительному снижению их надежности, долговечности и полезной передаваемой мощности.

По проекту отраслевого стандарта Донгипроуглемаша в расчете тяговых цепей струговых и комбайновых установок на статическую и усталостную прочность предлагается учитывать значительную дополнительную нагрузку в передачах без снижения ее величины. В результате, необходимая долговечность цепи будет достигаться за счет существенного завышения калибра цепи.

2. На основании исследований установлено, что для обеспечения нормальной работы цепных передач без автоматических натяжных устройств с минимально возможной дополнительной нагрузкой, цепь должна быть предварительно натянута с усилием, составляющим следующую величину от номинального передаваемого усилия: 0,5 - для одноприводной передачи с движением потребителя энергии к приводу; 1,0 - для одноприводной передачи с движением потребителя энергии от привода; 0,75 - для двухприводной передачи.

При этом максимальное значение дополнительной нагрузки в передачах как с одним, так и с двумя приводами может быть уменьшено до 0,5 номинального передаваемого усилия.

3. В выемочных установках с вынесенным приводом и направляющей опорой следует применять цепные передачи с автоматическими натяжными устройствами, нормальная работа которых обеспечивается при незначительных дополнительных нагрузках, не превышающих 0,02 номинального передаваемого усилия.

4. Впервые разработаны классификационные ряды цепных передач и их автоматически действующих натяжных устройств применительно к выемочным установкам с вынесенными приводами.

Анализ схем передач показал, что наиболее перспективными для таких выемочных машин являются следующие цепные передачи с автоматическими натяжными устройствами:

для одноприводных горновыемочных установок, работающих под нагрузкой в одном направлении - цепная передача, предложенная Л.Рогером;

для одноприводных установок с челноковой схемой работы - передача, предложенная нами в соавторстве с В.В.Аксеновым;

для многоприводных струговых установок любого типа с челноковой схемой работы - передачи, заявленные ИГД им.А.А.Скочинского и Ю.Л.Самохваловым;

для многоприводных установок с активным исполнительным органом и челноковой схемой работы - передача с двумя натяжными блоками, заявленная ИГД им. А.А.Скочинского, и дифференциальная передача, предложенная И.Птачком.

Наиболее перспективными для цепных передач выемочных машин являются пневматические и гидравлические натяжные устройства без специального привода, в том числе гидравлические натяжные устройства, включенные в систему объемного гидропривода исполнительного органа выемочной машины.

5. Исследованиями подтверждено, что цепная передача с автоматическим натяжным устройством струговой установки может рассматриваться в первом периоде колебательного движения как замкнутая упругая система с двумя степенями свободы, а максимальные значения параметров, характеризующих работу передачи во втором периоде, могут с достаточной степенью точности определяться с помощью учета динамических добавок.

Движение системы состоит из равномерного переносного движения приводной звезды, неравномерного относительного движения натяжного устройства и неравномерного абсолютного движения остальных элементов передачи.

По полученным расчетным формулам могут быть определены основные параметры цепных передач с автоматическими натяжными устройствами струговых установок с одним приводом и ход натяжного устройства передач с двумя приводами.

6. Экспериментальными исследованиями на стендах работы выемочных машин с вынесенным приводом установки ИИУ, комплекса ИКБС и агрегата АКД доказана работоспособность цепных передач с автоматическими натяжными устройствами. Испытывавшиеся цепные передачи обеспечивали передачу мощностей в 32-90 кВт при скорости цепи 0,5-1,27 м/сек. При нормальной работе исследованных цепных передач дополнительная нагрузка в передачах не превышала 0,015 номинального передаваемого усилия.

7. Неравномерность нагрузок в элементах цепных передач всегда меньше неравномерности сил резания на выемочном органе. Так, в цепной передаче струговой установки агрегата АКД с коэффициентом пропорциональности гидросопротивлений в натяжном устройстве, равным 17-30 кг/сек/см, при неравномерности сил резания, равной 2-4, неравномерность натяжения рабочей и холостой ветвей составила соответственно 1,1-2,2 и 1,2-1,9.

8. Для современных выемочных установок с направляющей опорой рекомендуется применение одноприводной реверсивной передачи с одним гидравлическим или механическим натяжным устройством, снабженным соответственно гидроаккумулятором или упругим элементом, и двухприводной передачи с двумя такими же натяжными устройствами, расположенными у приводных звезд.

9. Нормальная работа рекомендуемых цепных передач в современных струговых и комбайновых установках как с одним, так и с двумя приводами, может быть обеспечена при приведенной к цепи жесткости упругого элемента натяжного устройства, равной 100-300 кг/м, минимальном усилии натяжения сбегающего участка цепи у приводной звезды не менее 150 кг и необходимом ходе натяжного блока, определяемом по рекомендуемым расчетным формулам.

10. Для комплексного исследования цепных передач выемочных машин в лабораторных и промышленных условиях создана специальная измерительная аппаратура, основанная на реостатном и индукционном принципах преобразования входного сигнала, получившая широкое применение в ряде организаций.

Предложен и создан принципиально новый электрический датчик АЦМ для непрерывных измерений больших (6 м и более) не строго линейных перемещений основных элементов механических систем (например, стругов).

Разработаны методы расчета оптимальных электрических параметров мостовых измерительных схем с реостатными датчиками и схем с индукционными датчиками.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Цепная реверсивная передача. Авт. свид. № 152366. "Бюлл. изобр.", № 24, 1962 (соавтор В.В.Аксенов).

2. Стендовые испытания струговой установки агрегата АКД для крутых пластов. ИГД им.А.А.Скочинского, 1966 (соавторы В.В.Аксенов, Б.М.Дельцов).

3. Испытания выемочной машины с вынесенным приводом. "Угольное и горнорудное машиностроение". НИИИНФОРМТЯЖМАШ. Вып. 2, 1966 (соавторы И.К.Чепурнов, В.В.Аксенов, Э.П.Долгов).

4. Датчик линейных перемещений барабанного типа. Авт. свид. № 201938. "Бюлл. изобр." № 18, 1967 (соавтор В.В.Аксенов).

5. Новые электрические приборы для исследования горных машин. ИГД им.А.А.Скочинского, 1963 (соавторы В.В.Аксенов, Э.П.Долгов).

6. Результаты испытаний цепной передачи крутящего момента выемочной машине от вынесенного привода. "Уголь Украины", № 9, 1966 (соавторы И.К.Чепурнов, В.В.Аксенов, Э.П.Долгов).

7. Индукционный датчик линейных скоростей. "Горные машины и автоматика", № 6, 1963 (соавторы В.В.Аксенов, Э.П.Долгов).

8. Малогабаритный токосъемник со встроенным счетчиком оборотов. "Цветная металлургия", горное дело, № 19, 1963 (соавторы В.В.Аксенов, Э.П.Долгов).

9. Испытание установки ИУ с цепной передачей крутящего момента выемочной машине. ИГД им.А.А.Скочинского, 1965 (соавторы В.В.Аксенов, Э.П.Долгов).

10. Шалков А.В. Новые методы расчета основных параметров и способы обеспечения нормальной работы цепных передач струговых установок. Научные сообщения ИГД им.А.А.Скочинского. Выпуск 61. М., ИГД им.А.А.Скочинского, 1968, (в печати).