

Б
А-60

АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ГЕОТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ

На правах рукописи

В. Х. ГАНЖА

И С С Л Е Д О В А Н И Е
КАНАТНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ПРИЁМНОЙ
КОНСОЛИ КОНВЕЙЕРНОГО ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЯ

Специальность — 05.172. Горные машины

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ДНЕПРОПЕТРОВСК — 1970

АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ГЕОТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ

На правах рукописи

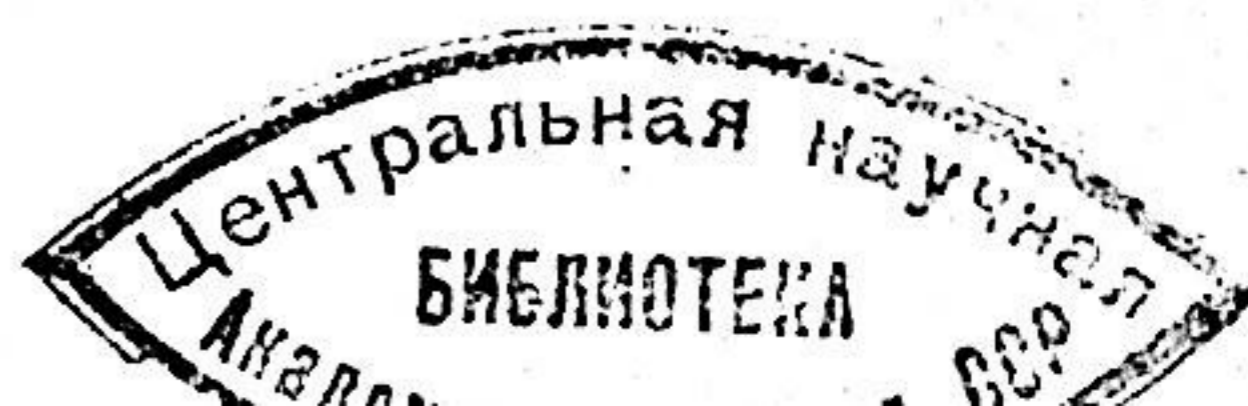
В.Х. ГАНЖА

ИССЛЕДОВАНИЕ
КАНАТНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ПРИЕМНОЙ КОНСОЛИ
КОНВЕЙЕРНОГО ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЯ

Специальность - 05.172. Горные машины

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск - 1970



Работа выполнена в Государственном научно-исследовательском и проектном институте угольной промышленности "УкрНИИ-Проект".

Научный руководитель:

профессор, докт. техн. наук М. М. Жербин.

Официальные оппоненты:

профессор, докт. техн. наук Г. В. Родионов,

ст. науч. сотр., канд. техн. наук С. М. Бро.

Ведущее предприятие - Донецкий машиностроительный завод имени ХУ-летия ЛКСМУ.

Защита диссертации состоится " " _____ 1971 г. на заседании Ученого совета Института геотехнической механики АН УССР.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института.

Отзыв, заверенный печатью, просим направлять в двух экземплярах по адресу: г. Днепропетровск-5, ул. Симферопольская, 2а, ИГТМ АН УССР.

Автореферат разослан

29/12

1970 г.

Ученый секретарь Совета,
старший научный сотрудник,
канд. техн. наук

/Э. И. ЕФРЕМОВ/

В период создания материально-технической базы коммунизма в СССР важное место принадлежит горнодобывающей промышленности, во многом определяющей промышленный потенциал страны.

Основным направлением технического прогресса в горнодобывающей промышленности СССР на современном этапе является развитие открытого способа разработки, которое обеспечивается наличием большого числа разведанных месторождений и возможностью изготовления средств мощной техники на отечественных заводах. Этому способствует широкое внедрение поточного принципа производства горных работ, основанного на применении горнотранспортного оборудования непрерывного действия.

Созданные в сравнительно короткие сроки комплексы горнотранспортного оборудования непрерывного действия обеспечивают эффективное ведение открытых горных работ при минимальных затратах и максимальной производительности труда.

Эффективность использования комплексов горнотранспортного оборудования в различных горногеологических и климатических условиях зависит во многом от применяемой технологии работ, конструктивного исполнения машин комплекса и их эксплуатационной надежности и долговечности. Поэтому важной задачей является разработка методов и способов, позволяющих улучшить эксплуатационные качества, кинематические параметры и динамические характеристики отдельных машин комплексов горнотранспортного оборудования.

В этой связи настоящая диссертационная работа посвящена исследованию канатного механизма поворота приемной консоли конвейерного отвалообразователя с целью повышения эффективности использования отвалообразователей на открытых горных разработках и совершенствования их конструкций.

Работа состоит из введения, шести глав, общих выводов и рекомендаций и содержит 140 страниц машинописного текста, 48 рисунков и графиков, 8 таблиц и приложения.

В первой главе рассмотрены конструкции конвейерных отвалообразователей и поворотных механизмов, проведен их анализ и выполнен обзор литературы по динамике машин, а также определены цели и задачи проводимого исследования.

Развитие конструкций конвейерных отвалообразователей как в Советском Союзе, так и за рубежом проходит в направлении увеличения производительности и линейных параметров, совершенствования поворотных механизмов консолей, оснащения ходовым оборудованием, обеспечивающим передвижение отвалообразователя во время работы конвейерного транспорта и др. Расширяется выполнение функций конвейерным отвалообразователем в технологической цепи комплексов горнотранспортного оборудования, так, например, использование их в качестве межступенных и забойных перегружателей.

Опыт эксплуатации показывает, что стремление к более полному заполнению приемной емкости отвала вынуждает производить размещение вскрышной породы в отвал поворотным движением отвальной консоли при неподвижной приемной. В этом случае механизм поворота работает циклично: периоды движения чередуются с очень непродолжительными периодами остановок или длительной работой с изменением направления вращения. Скорость поворота в конвейерных отвалообразователях, как правило, очень малая - $0,002 + 0,01$ рад/сек и может быть как постоянной, так и переменной. Несмотря на малые скорости поворота при неустановившихся процессах возникают колебания консолей, дополнительно нагружающие элементы конструкций.

Обеспечение размещения вскрышной породы в отвал поворотным движением отвальной консоли возможно конвейерными отвалообразователями, имеющими независимый поворот консолей и правильно выбранные параметры поворота. При использовании отвалообразователя в качестве забойного перегружателя поворотные движения выполняются приемной консолью при неподвижной отвальной консоли, что также накладывает жесткие требования на выбор конструкции механизмов и параметров поворота.

Исследованию технологии работ конвейерных отвалообразователей по размещению вскрышной породы в отвал или при их использовании в качестве забойных перегружателей посвящены работы академика Н.В.Мельникова, канд.техн.наук В.П.Аксенова и К.Е.Винницкого. Профессором М.Г.Новожиловым исследованы различные способы образования отвалов при помощи конвейерных отвалообразователей производительностью $5000 \text{ м}^3/\text{час}$, обоснованы наиболее технологичные схемы отсыпки двухъярусных отвалов и установлены их параметры. Однако, выбору параметров поворота приемной и отвальной консолей конвейерных отвалообразователей, в выполненных научно-исследовательских работах и литературе, не уделено достаточного внимания.

Обзор и анализ показал, что применяемые в конвейерных отвалообразователях типы поворотных механизмов не обеспечивают независимый, с высокой точностью поворот приемной и отвальной консолей. В основном независимый поворот в существующих конвейерных отвалообразователях выполняется только для отвальной консоли, что лишает возможности их использования в качестве забойных перегружателей.

В этой связи большие потенциальные возможности можно усматривать в канатном механизме поворота приемной консоли, обеспечивающем независимый поворот обеих консолей отвалообразователя. Однако наличие в кинематической цепи привода каната, обладающего повышенной упругой податливостью, способствует возникновению колебаний в системе.

Исследованию динамики механизмов поворота и прочности в элементах металлоконструкций отвалообразователей посвящены работы докт.техн.наук Д.П.Волкова, канд.техн.наук В.А.Черкасова, М.И.Хрисанова и других ученых. Исследованию подвергались механизмы поворота отвалообразователей, приводимых в движение электродвигателями постоянного тока. Поэтому предлагаемые авторами методики определения динамических нагрузок не могут быть приняты для расчета исследуемого механизма поворота, приводимого в движение двигателем переменного тока.

Проведенный детальный анализ состояния изученности вопроса позволил определить основные задачи диссертационной работы, выражающиеся в следующем:

1. Исследование и выбор основных технологических параметров поворота приемной и отвальной консолей и их взаимосвязи с производительностью и перемещением отвалообразователя.

2. Исследование кинематики привода и разработка методики определения мощности и выбора электродвигателя канатного механизма поворота приемной консоли.

3. Исследование динамики канатного механизма поворота и разработка методики определения динамических нагрузок в элементах кинематической цепи привода и металлоконструкции приемной консоли отвалообразователей.

Для решения поставленных задач проводились теоретические исследования с использованием аналитического метода и электронного моделирования, а также экспериментальные исследования в промышленных условиях на опытно-промышленном образце отвалообразователя ОГ-50/1800.

х х х
х

Во второй главе проведен анализ технологии работ конвейерного отвалообразователя на отвалах и в забое и выведены зависимости по определению технологических параметров поворота отвальной и приемной консолей.

Проведенный анализ показывает, что наиболее рациональным способом отвалообразования при использовании отвалообразователя с взаимоповоротными консолями является отсыпка отвала в два яруса поворотным движением отвальной консоли. При этом порода отсыпается серповидными полосами, которые образуют широкие отвальные заходки, расположенные вдоль отвального конвейера. Такой способ позволяет достигнуть наиболее полного заполнения приемной емкости отвала и мини-

мального количества передвижек конвейеров, создает благоприятные условия для рекультивации отвалов и обеспечивает больший коэффициент использования во времени отвалообразователя.

Объем серповидной полосы /рис. I/ при допустимой высоте отсыпаемого отвала и принятом шаге передвижки отвалообразователя определяется зависимостью:

$$V = R_p h b [\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1], \quad //$$

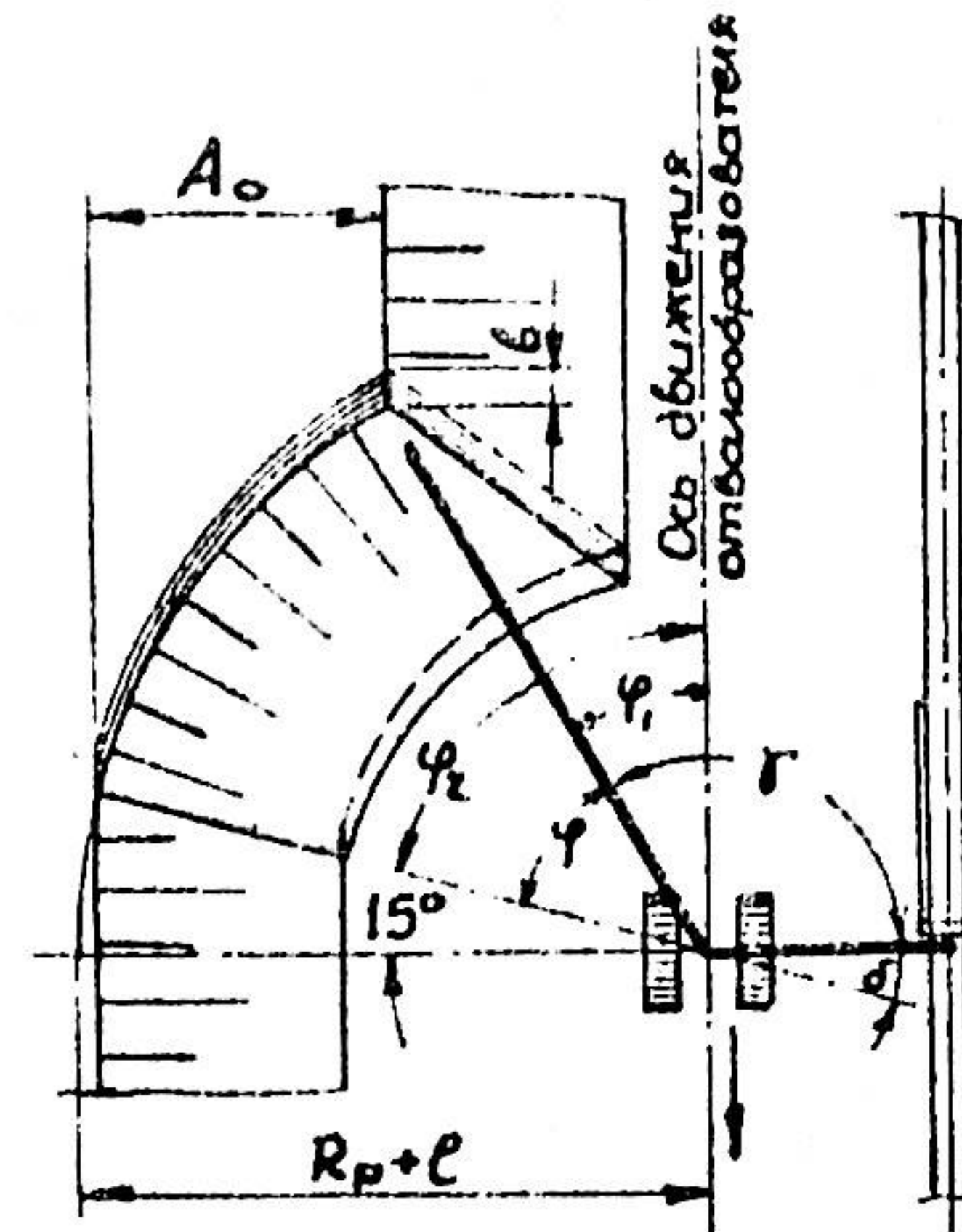
где R_p - радиус разгрузки отвалообразователя, м;

h - высота отсыпаемого отвала, м;

b - шаг передвижки отвалообразователя, м;

φ_1 - угол между отвальной консолю и продольной осью отвалообразователя в начале отсыпки, град;

φ_2 - предельный угол поворота отвальной консоли, град.



Предельный угол поворота φ_2 уменьшен на 15° , что позволяет регулирования скорости ограничить диапазоном 3:1 и тем самым сократить время переходных процессов. Сокращение ширины отвальной заходки при этом не существенное.

Рабочий угол поворота отвальной консоли при непрерывной отсыпке серповидной полосы.

Рис. I

$$\psi = 180^\circ - \gamma - 15^\circ \pm \delta; \quad /2/$$

где γ - минимально возможный угол сближения между отвальной и приемной консолью, град;

δ - угол поворота приемной консоли относительно поперечной оси отвалообразователя, град.

Максимальная угловая скорость поворота отвальной консоли, достигаемая при предельном угле, выражается зависимостью

$$\omega = \frac{Q}{\rho h \nu n \cos \psi_2}, \text{ рад/сек}, \quad /3/$$

где Q - производительность отвалообразователя, м³/сек;

n - количество поворотных движений при отсыпке одной серповидной полосы, шт.

Введение нескольких поворотных движений при отсыпке одной серповидной полосы позволяет компенсировать увеличения глубины регулирования.

Кроме того, выведены зависимости по определению высоты отвала, ширины отвальной заходки и объема провалов /пустот между двумя смежными отсыпками/.

При использовании конвейерного отвалообразователя в качестве забойного перегружателя отвальная консоль находится в неподвижном положении, а поворотные движения выполняются приемной консолью. Так, например, разработка забоя роторным экскаватором с неведвигной роторной стрелой возможна при осуществлении подачи перемещением экскаватора ходовым оборудованием. При этом в зависимости от высоты уступа, угла заложения и способа отработки стружки производится несколько десятков перемещений экскаватора в пределах отработки одного блока. Перемещение экскаватора обуславливает поворот приемной консоли перегружателя или разгрузочной консоли экскаватора.

Следовательно, угол поворота приемной консоли при перемещении экскаватора может быть выражен

$$\psi = \arcsin \frac{a}{r}, \quad /4/$$

где a - расстояние между двумя положениями приемной консоли, отнесенное к точке приема породы на конвейер, м;

r - расстояние от оси поворота приемной консоли до точки приема породы, м.

Расстояние между двумя положениями приемной консоли

$$a = b \sin \alpha \quad /5/$$

где b - величина подачи экскаватора на стружку, м;

α - первоначальный угол положения приемной консоли, град.

Проведенные наблюдения и расчет показывают, что угол поворота приемной консоли перегружателя и соответствующий ему путь слишком малы, особенно при приближении консоли к положению совпадающему с направлением движения экскаватора. Следовательно, при использовании конвейерного отвалообразователя в качестве забойного перегружателя механизм поворота приемной консоли вынужден работать с большим числом пусков и остановок. Такой режим работы механизма можно осуществить только путем значительного ускорения при пуске и быстрого торможения в момент остановки.

Поворот приемной консоли, с целью обеспечения полноповоротности машины, должен осуществляться с той же скоростью, что и вращается отвальная консоль. Поэтому скорость поворота приемной консоли может быть определена из уравнения /3/ принимая предельный угол поворота ψ_2 равным 0.

Комплексное использование полученных зависимостей позволяет определять основные технологические параметры поворота отвальной и приемной консолей, а также выявить взаимозависимость их поворотных движений.

В третьей главе исследованы некоторые кинематические параметры канатного механизма поворота и даны рекомендации по выбору мощности и типа электродвигателя.

В отвалообразователе ОГ-50/1800, изготовляемом заводом имени 15-летия ЛКСМУ в составе комплекса производительностью 1250 м³/час, независимый поворот консолей осуществлен за счет применения канатного механизма для поворота приемной консоли, разработанного при участии автора и защищенного авторским свидетельством /авт.свидетельство № 171355, кл.5в 41/40, 1964/.

Канатный механизм поворота /рис.2/ состоит из привода 1, опорно-поворотного и натяжного устройств 2,3, отклоняющих и направляющих блоков 4,5. При этом привод размещен на раме ходового оборудования, а все другие элементы механизма на поворотной платформе отвалообразователя. Кинематической связью между ними является тяговый канат 6.

При вращении барабана привода тяговый канат перематывается, а так как концы его закреплены на ходовом устройстве приемной консоли, то и происходит ее передвижение по круговым рельсам, установленным на поворотной платформе. Угол поворота приемной консоли в одну или другую сторону относительно продольной оси отвальной консоли составляет $\pm 60^\circ$.

Во время поворота верхнего строения отвалообразователя приемная консоль перекачивается своими ходовыми колесами по круговым рельсам, удерживаясь тяговым канатом в неподвижном положении в пространстве. При одновременной работе приводов поворота приемной и отвальной консолей в одном направлении отвалообразователь может осуществлять полноповоротные вращения.

Поворот приемной консоли на заданный угол неизбежно связан с пуском привода в ход, движением при установившейся скорости и остановкой к моменту, когда поворот на заданный угол закончен. Изменение скорости движения описывается неко-

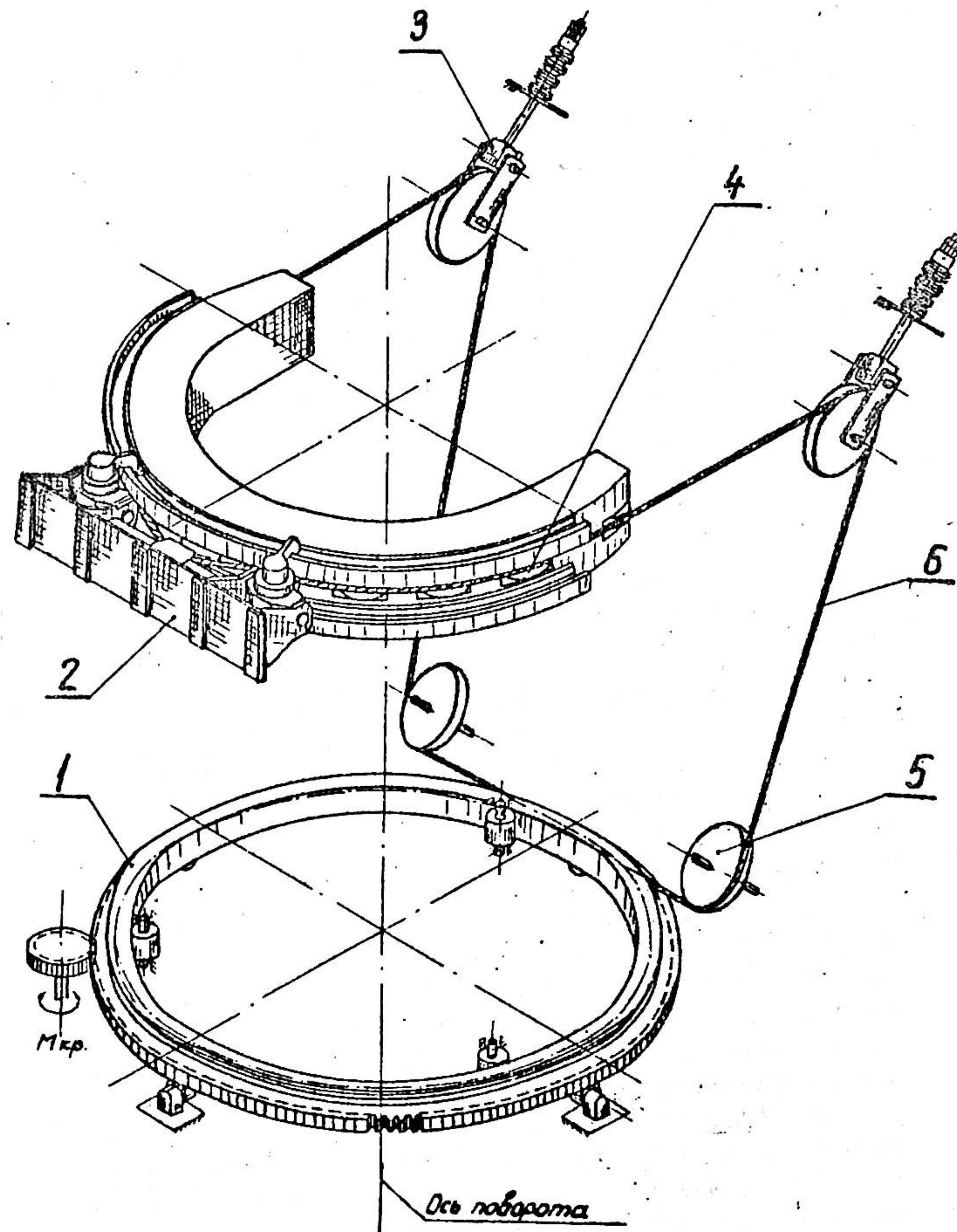


Рис. 2 Схема канатного механизма поворота приемной консоли.

торой кривой $\omega = f(t)$, которая выражает собой график движения в виде трапеции.

Общая продолжительность поворота приемной консоли выражается уравнением:

$$t = \frac{\varphi}{\omega} + \frac{\omega}{\varepsilon}, \text{ сек.} \quad /6/$$

В уравнении /6/ первый член дает время поворота при установившейся скорости, второй - характеризует время переходных процессов. Взяв первую производную от t по ω и приравняв ее нулю, получим угловую скорость, дающую наименьшую продолжительность поворота при заданном угле

$$\omega = \sqrt{\varphi \varepsilon} \quad /7/$$

Минимальное время поворота

$$t = 2 \frac{\varphi}{\omega}, \quad /8/$$

откуда следует, что наименьшее время поворота может быть получено при треугольном графике движения и скорости, определяемой по формуле /7/.

Выбор электродвигателя для канатного механизма поворота по среднеквадратичной мощности, учитывающей пусковую и статическую мощности, или по мощности, алгебраически сложенной из максимальных значений динамической и статической мощностей, как это рекомендуется в литературе по грузоподъемным машинам, не отвечает действительному положению.

При работе канатного механизма поворота максимальные значения динамической и статической мощностей не совпадают по времени. В статическом состоянии внешние силы от ветра и уклона, преодолевая момент трения в узлах механизма, нагружают тяговый канат привода усилием несколько меньшим, чем при установившемся движении. Поэтому при разгоне канатного механизма двигатель вначале преодолевает неполное статическое сопротивление и максимальное динамическое, обусловленное инерцией приводимых во вращение масс привода. При этом угловая скорость вращения ротора двигателя за пе-

риод деформации тягового каната и пружин достигает величины, соответствующей установившемуся движению. К этому моменту динамическое сопротивление практически падает до нуля, а статическое сопротивление достигает полной величины, и только затем начинается разгон приемной консоли. В связи с этим пусковой период можно разделить на два последовательных этапа:

1. Ускоренное движение ротора двигателя при одновременной деформации каната и пружин до того момента, когда усилие в канате достигает величины соответствующей полному статическому моменту сопротивления повороту;

2. Начало движения приемной консоли.

Статический момент сопротивления повороту, нагружающий привод на I этапе пуска

$$M_{c \text{ пуск}} = M_{\text{в}} + M_{\text{у}} - M_{\text{тр}}, \quad /9/$$

где $M_{\text{в}}$, $M_{\text{у}}$, $M_{\text{тр}}$ - соответственно, моменты сопротивления повороту от ветра, уклона и трения, нм.

Динамический момент на этом же этапе

$$M_{\text{дин}} = J_1 \frac{d\omega}{dt}, \quad /10/$$

где J_1 - момент инерции ротора двигателя и вращающихся частей привода, кгм²;

$\frac{d\omega}{dt}$ - угловое ускорение при пуске, рад/сек².

Обобщенное уравнение равновесия моментов движения привода на I этапе пуска

$$M = M_{c \text{ пуск}} + M_{\text{дин}} \quad /11/$$

Это уравнение может быть положено в основу проверки двигателя, по пусковому моменту. Для решения уравнения /11/ рекомендуется применять графоаналитический метод, приводимый в литературе по электроприводу.

В начале II этапа пуска, как показали расчеты, динами-

ческий момент равен нулю. Статический момент сопротивления повороту приемной консоли.

$$M_{c \max} = M_{пр} + M_{в} + M_{у}, \text{ нм.} \quad /12/$$

Этот момент, несмотря на маловероятность полного совпадения всех нагрузок, является основной величиной для расчета мощности установившегося движения канатного механизма поворота приемной консоли отвалообразователей. Вместе с тем, в силу кратковременности действия полного статического момента на I этапе, выбор мощности электродвигателя рекомендуется производить с учетом перегрузочной способности двигателя.

Следовательно, номинальная мощность электродвигателя канатного механизма поворота приемной консоли может быть определена по следующей формуле:

$$N = \frac{k \cdot M_{c \max} \cdot \omega}{1000 \cdot \lambda \cdot \eta}, \text{ квт} \quad /13/$$

где ω - угловая скорость приемной консоли, рассчитанная по ранее приведенной зависимости /7/;

k - коэффициент запаса, учитывающий динамическое сопротивление повороту, затрачиваемое на разгон приемной консоли, и возможное падение напряжения в сети, принимается 1,2;

λ - коэффициент перегрузки по моменту электродвигателя, выбираемый по каталогу;

η - КПД механизма, определяемый с учетом потерь в редукторе, муфте, открытой зубчатой паре, барабане и блоках, огибаемых тяговым канатом.

При выборе электродвигателя необходимо иметь в виду, что механизм поворота приемной консоли работает в повторно-кратковременном режиме при колебательном процессе, поэтому использование двигателей нормальной серии, предназначенных для длительной работы, является нежелательным. Рекомендуется выбирать асинхронный короткозамкнутый электродвигатель

с повышенным скольжением, обеспечивающий максимальное число включений, минимальное время разгона привода и уменьшение динамической нагрузки.

В четвертой главе излагаются теоретические исследования динамики канатного механизма поворота.

В задачи исследования входило:

1. Разработка методики определения динамических нагрузок в звеньях кинематической цепи привода и металлоконструкции приемной консоли;

2. Выявление степени взаимовлияния механической системы и электродвигателя при переходных процессах;

3. Проверка устойчивости движения системы при реально возможных параметрах канатного механизма поворота.

Динамические нагрузки в канатном механизме поворота приемной консоли, работающего в повторно-кратковременном режиме, возникают преимущественно при пуске и торможении. В эти периоды подвижные детали механизма движутся неравномерно и, следовательно, кроме усилий, создаваемых статическим сопротивлением повороту, испытывают еще и усилия от сил инерции и колебательного процесса.

Канатный механизм поворота представляет собой сложную многомассовую систему с большим числом степеней свободы, обладающую диссипативными, упругими и инерционными свойствами. Решение такой системы представляет весьма сложную задачу. Однако для инженерных расчетов целесообразно проводить упрощение расчетной схемы, оставляя выделенными лишь наиболее крупные массы. Поскольку в канатном механизме поворота кинематическая связь /тяговый канат/, соединяющая привод с приемной консолью, обладает повышенной упругой податливостью, то схему можно представить в виде односвязной двухмассовой системы. Чтобы приведенная схема обладала таким энергетическим запа-

сом, как и заданная реальная система, приведенные массы определены из равенства кинематических энергий приводимой и приведенной масс, приведенная жесткость из условия равенства потенциальных энергий и, наконец, приведенные силы и моменты сил - из равенства соответствующих мощностей. Местом приведения моментов инерции, жесткости и моментов сил выбрана ось поворота приемной консоли, совпадающая с осью приводного барабана.

Проведенные экспериментальные исследования на отвалообразователе ОГ-50/1800 показали, что угловая скорость ротора двигателя, за период выбора зазоров в зубчатых передачах привода и деформации каната и пружин, достигает величины, соответствующей статическому моменту сопротивления поворота. Это также подтверждается и теоретическим исследованием. Указанное обстоятельство позволило остановиться на исследовании только этапа пуска, соответствующего началу движения приемной консоли.

С учетом двух режимов, имеющих место в работе канатного механизма поворота, получены следующие системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{M_k}{\omega_0} \dot{\varphi} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_k \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_c \end{aligned} \right\} /14/$$

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 - c(\varphi_2 - \varphi_1) &= -M_m \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c(\varphi_2 - \varphi_1) &= -M_c \end{aligned} \right\} /15/$$

где J_1, J_2 - приведенные к оси поворота моменты инерции вращающихся частей привода /ротора, муфты, зубчатых передач/ и приемной консоли;

φ_1, φ_2 - углы поворота приводного барабана и приемной консоли;

c - приведенная угловая жесткость тягового каната и пружин натяжного устройства;

M_k, M_c, M_m - моменты соответственно короткого замыкания двигателя, статического сопротивления повороту и торможения;

ω_0 - угловая скорость холостого хода двигателя.

Общее решение системы уравнений /14/ имеет вид:

$$\varphi = A + B e^{xt} + C e^{nt} \sin pt + D e^{nt} \cos pt, /16/$$

где

$$\begin{aligned} x &= -2n - \frac{M_k}{\omega_0 J_1}; \\ n &= -\frac{M_k}{3\omega_0 J_1} - \frac{1}{2} \left[\sqrt{-Q + \sqrt{Q^2 + P^3}} - \sqrt{Q + \sqrt{Q^2 + P^3}} \right]; \\ p &= \frac{\sqrt{3}}{2} \left[\sqrt{-Q + \sqrt{Q^2 + P^3}} + \sqrt{Q + \sqrt{Q^2 + P^3}} \right]; \end{aligned}$$

$$Q = \frac{M_k}{3\omega_0 J_1} \left[\frac{M_k}{9\omega_0^2 J_1^2} + \frac{(2J_1 - J_2)c}{2J_1 J_2} \right];$$

$$P = \frac{c(J_1 - J_2)}{3J_1 J_2} - \frac{M_m^2}{9\omega_0^2 J_1^2}.$$

В момент начала движения обеих масс системы начальными условиями будут:

при $t=0$; $\varphi = \frac{M_c}{c}$; $\dot{\varphi} = \omega$; $\ddot{\varphi} = 0$. По этим начальным условиям находим, что $B = -D$, а при $t \rightarrow \infty$ $\varphi = M_c/c$, следовательно,

$$A = \frac{M_c}{c}.$$

В результате решения уравнения /16/, с вышепринятыми начальными условиями, получена расчетная формула деформации упругого звена

$$\begin{aligned} \varphi &= -\frac{2\omega n}{(x-n)^2 + p^2} \left[e^{xt} - e^{nt} \cos pt \right] + \\ &+ \frac{\omega(x^2 - n^2 + p^2)}{p[(x-n)^2 + p^2]} \cdot e^{nt} \sin pt + \frac{M_c}{c}. \end{aligned} /17/$$

Нагрузка в тяговом канате при известном радиусе приводного барабана $R_б$ определяется, как

$$F = \frac{\psi C}{R_б}$$

и будет равна

$$F_y = -\frac{2\omega n c}{R_б [(x-n)^2 + p^2]} [e^{xt} - e^{nt} \cos pt] + \frac{\omega c (x^2 - n^2 + p^2)}{R_б p [(x-n)^2 + p^2]} e^{nt} \sin pt + F_c \quad /18/$$

Время, соответствующее максимальному значению нагрузки в тяговом канате, равно

$$t_m = \frac{1}{p} \arctg \frac{x^2 - n^2 + p^2}{2np} \quad /19/$$

Ускорение ведомой массы /приемной консоли/

$$\ddot{\psi} = \varepsilon = -\frac{2\omega n x^2}{(x-n)^2 + p^2} e^{xt} + e^{nt} \left\{ \frac{2\omega p n x^2}{(x-n)^2 + p^2} \cos pt + \frac{\omega [x^2(n^2 - p^2) - (n^4 + p^4) + 6n^2 p^2]}{(x-n)^2 + p^2} \sin pt \right\} \quad /20/$$

Полученное ускорение /20/ является исходным для расчета металлоконструкции приемной консоли.

Общее решение системы уравнений /15/ имеет вид:

$$\psi = A \sin pt + B \cos pt + \frac{J_2 (M_m + M_c) M_c}{C (J_1 + J_2) C} \quad /21/$$

Постоянные интегрирования определены начальными условиями:

$$\text{при } t=0; \quad \psi = -\frac{M_c}{C}; \quad \dot{\psi} = 0.$$

После подстановки значений постоянных интегрирования в уравнении /21/ получена следующая расчетная формула деформации упругого звена

$$\psi = \frac{1}{p^2} \left(\frac{M_m + M_c}{J_1 + J_2} \right) (1 - \cos pt) - \frac{M_c}{C} \quad /22/$$

Нагрузка, воспринимаемая тяговым канатом при торможе-

нии

$$F_y = \frac{J_2 (M_m + M_c)}{R_б (J_1 + J_2)} (1 - \cos pt) - \frac{M_c}{R_б} \quad /23/$$

Исследование решений дифференциальных уравнений, особенно для процесса пуска, вследствие сложности их выражений в общем виде, затруднительно. Поэтому исследования проводились для численных значений реально возможных параметров канатного механизма поворота.

Значения основных параметров канатного механизма поворота приемной консоли отвалообразователя ОГ-50/1800, снабженного электродвигателем АОС-62-8, мощностью 4,5 квт при ПВ 75% и скоростью вращения 645 об/мин, следующие: момент инерции двигателя и вращающихся частей привода, приведенный к оси поворота $J_1 = 7 \cdot 10^6$ кгм², момент инерции приемной консоли $J_2 = 3 \cdot 10^6$ кгм², приведенная жесткость $C = 4,8 \cdot 10^6$ нм и скорость вращения $\omega = 0,0117$ рад/сек при статическом моменте сопротивления повороту $M_c = 0,05 \cdot 10^6$ нм. По этим данным в соответствии с разработанной методикой выполнен расчет усилия в тяговом канате и ускорения приемной консоли при пуске.

Анализ полученного решения, а также ряда других решений с численными значениями реально возможных параметров исследуемого механизма позволил установить, что:

1. Колебания системы, возникающие при переходных процессах /пуск и торможения/, приводят к возникновению дополнительной нагрузки в тяговом канате и других элементах кинематической цепи привода, а также в поясах горизонтальной фермы приемной консоли;

2. Колебания системы гармонические, низкочастотные, медленнозатухающие;

3. С увеличением момента инерции приемной консоли или с уменьшением момента инерции двигателя, при прочих равных условиях, происходит увеличение динамической нагрузки и более интенсивное затухание колебаний;

4. При мягких механических характеристиках двигателя величина динамического момента уменьшается. При жестких характеристиках происходит более интенсивное затухание колебаний и резкое увеличение динамического момента;

5. С уменьшением жесткости упругого звена происходит уменьшение динамической нагрузки и снижение интенсивности затухания колебаний;

6. С увеличением сопротивления повороту приемной консоли /ветер, уклон/ динамическая нагрузка несколько уменьшается;

7. При торможении усилие в упругом звене возрастает с увеличением отношения моментов инерции движущихся масс $\frac{J_2}{J_1 + J_2}$.

Для проверки устойчивости движения динамической системы, представляющей канатный механизм поворота приемной консоли, использован критерий Рауса. В этом случае можно сделать заключение об устойчивости или неустойчивости движения лишь на основании изучения коэффициентов характеристического уравнения. В нашем случае все коэффициенты характеристического уравнения исследуемой системы положительны и выполняется необходимое неравенство $\alpha_1 \alpha_2 > \alpha_3$, следовательно, система вполне устойчива.

Следует отметить, что при соотношении моментов инерции $J_1 \geq J_2$ или при J_2 , стремящемся к нулю, система исследуемого механизма будет находиться близко к границе устойчивости. Однако и в этом случае колебания затухают вследствие наличия в механизме вязкого трения и гистерезисных потерь энергии деформации.

Правильность принятых допущений при аналитическом методе исследований проверена при помощи электронного моделирования трехмассовой динамической системы. Проверка показала, что принятые допущения правильны и канатный механизм поворота приемной консоли можно представлять в двухмассовой интерпретации.

В пятой главе приведены методика и результаты экспериментального исследования работы канатного механизма поворота приемной консоли на отвалообразователе ОГ-50/1800.

Основной целью проведения исследований являлось установление фактической характеристики механизма, потребляемой мощности в зависимости от угла поворота и напряжений в элементах кинематической цепи привода и металлоконструкций приемной консоли при переходных процессах.

При установлении фактической характеристики исследуемого механизма и сравнении ее с проектной выявлено их полное соответствие. Полученные результаты свидетельствуют также о том, что с помощью канатного механизма обеспечивается независимый поворот консолей в отвалообразователях с достаточно высокой точностью перемещения приемной консоли.

Мощность, потребляемая электродвигателем канатного механизма, изменяется с поворотом приемной консоли отвалообразователя. Анализ составляющих сопротивления повороту позволяет отметить, что в отвалообразователях общее сопротивление складывается из постоянных и переменных величин. К постоянным сопротивлениям можно отнести трения в опорно-поворотном устройстве, а к переменным - ветер и уклон. При этом переменное сопротивление повороту превосходит по величине постоянное сопротивление в несколько раз и может быть как положительным, так и отрицательным. Изменение величины переменного сопротивления зависит от угла поворота приемной консоли по отношению к направлению действия ветра и уклона.

Исследование переходных процессов поворота приемной консоли проводилось при одновременной записи колебательных явлений в элементах кинематической цепи привода канатного механизма и металлоконструкции приемной консоли. Исследования показали, что колебания системы, возникающие при пуске, приводят к дополнительной нагрузке в тяговом канате и других элементах кинематической цепи привода, а также в металлоконструкции приемной консоли. Колебания исследуемого механизма гармонические, низкочастотные, медленнозатухающие.

Период колебаний каната и приемной консоли в горизонтальной плоскости $T = 4 + 5$ сек, круговая частота $P = 1,25 + 1,57$ и логарифмический декремент колебаний $\delta = 0,2 + 0,3$.

В поясах горизонтальной фермы приемной консоли напряжения изгиба или сжатия - растяжения колеблется около нулевой линии, причем амплитуды колебаний напряжений в одну и другую сторону от нулевой линии неодинаковы. Большие значения напряжений представляют собой суммарные напряжения, возникающие вследствие действия уклона и колебаний конструкции, а меньшие значения напряжений являются следствием только колебаний упругой системы. Коэффициент динамичности находится в пределах $1,07 + 1,1$.

Колебательный процесс периода установившегося движения оказывает некоторое влияние на мощность двигателя канатного механизма поворота. Величина размахов колебаний конца приемной консоли, где расположен бункер, составляет $30 + 50$ мм.

В целях дальнейшего совершенствования канатного механизма поворота в его конструкцию требуется внести некоторые дополнения и изменения. Так, для восприятия вертикальной силы, действующей на опорную ходовую тележку приемной консоли, необходимо установить дополнительные катки, а также применить более надежное крепление тягового каната к приводному барабану.

х х х

В шестой главе проведено исследование по выявлению области применения канатного механизма поворота и определение экономической эффективности при его внедрении.

Канатный механизм поворота основан на принципе передачи вращательного движения приемной консоли при помощи каната, соединяющего приводной барабан лебедки с ходовой тележкой опорно-поворотного устройства приемной консоли. При этом барабан расположен на раме ходового оборудования, а опорно-поворотное устройство на поворотной платформе отвалообразователя. Преимущество такого расположения при независимом

повороте приемной и отвальной консолей очевидно. Вместе с тем в крупных машинах осуществить размещение приводного барабана, вращающегося вокруг вертикальной оси поворота отвалообразователя, не всегда представляется возможным. Кроме того, при большом диаметре каната, необходимом для удержания длинной и тяжелой приемной консоли, потребуются соответственно большие отклоняющие блоки, которые своим расположением на поворотной платформе могут ограничить полноповоротность машины. Все эти конструктивные особенности являются существенным препятствием к применению канатного механизма для поворота приемной консоли в крупных отвалообразователях.

Однако, основным препятствием к применению канатного механизма поворота в крупных отвалообразователях является неблагоприятная динамическая характеристика системы, вызванная увеличением момента инерции приемной консоли. Это приводит к недопустимым нагрузкам в элементах кинематической цепи привода и металлоконструкции приемной консоли, а также к снижению точности поворота.

Поэтому область применения канатного механизма поворота приемной консоли, обеспечивающего независимый поворот обеих консолей в отвалообразователях, распространяется в основном на конвейерные отвалообразователи производительностью 630 и 1250 м³/час. Не исключена возможность применения канатного механизма для поворота разгрузочной консоли роторных экскаваторов.

В заключение главы проведено технико-экономическое сравнение отвалообразователя ОГ-50/1800, оборудованного канатным механизмом поворота приемной консоли, с отвалообразователем одинаковых параметров, но с неповоротной приемной консолью. Годовой экономический эффект от внедрения отвалообразователя ОГ-50/1800 на конвейерных отвалах составляет ~ 30 тыс. руб.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

I. Проведенный в работе обзор и анализ развития и применения конвейерных отвалообразователей показывает, что они

достигли значительного совершенства и находят все более широкое распространение на открытых горных разработках, обеспечивая высокие технико-экономические показатели.

2. Существующие типы поворотных механизмов в конвейерных отвалообразователях не обеспечивают независимый, с высокой точностью поворот приемной и отвальной консолей. В основном независимый поворот выполняется только для отвальной консоли, что лишает возможности использования конвейерных отвалообразователей в качестве забойных перегружателей.

3. Предложен, разработан и исследован канатный механизм, обеспечивающий независимый поворот консолей в конвейерных отвалообразователях и достаточно высокую точность перемещения приемной консоли. Применение канатного механизма поворота приемной консоли позволяет обеспечить свободное околоосевое пространство и малую высоту перегрузки с приемного конвейера на отвальный, снизить динамические нагрузки на машину и повысить ее устойчивость, а также возможность установки электродвигателей переменного тока.

4. В работе предложена организация производства отвальных работ с отвалообразователем ОГ-50/1800 в сочетании с технологией отсыпки серповидными полосами, образующими широкие отвальные заходки по фронту работ и отсыпки торца отвала с помощью однотипного межступенного перегружателя, которая позволяет достигнуть максимального заполнения отвалов и создать благоприятные условия для рекультивации.

5. Получены удобные для инженерных расчетов формулы определения скорости, ускорений и углов поворота отвальной консоли, а также установлены зависимости для определения высоты и ширины отвальной заходки, объемов серповидной полосы и провалов /пустот между двумя смежными отсыпками/. Комплексное использование этих формул при заданной производительности и известных линейных параметрах отвалообразователя позволяет определить основные параметры поворота приемной и отвальной консолей, а также установить рациональные величины основных элементов отсыпаемого отвала.

6. Разработана методика определения мощности и обоснован тип двигателя канатного механизма поворота приемной консоли отвалообразователя. Методика учитывает технологические особенности поворотных движений консолей при использовании отвалообразователя в качестве забойного перегружателя.

7. Исследованием канатного механизма поворота приемной консоли отвалообразователя ОГ-50/1800 установлено, что элементы кинематической цепи привода и металлоконструкций /полоса горизонтальной фермы/ приемной консоли испытывают при повороте дополнительные динамические нагрузки вследствие возникающих в этих элементах упругих колебаний в процессе разгона и торможения механизма. Определение динамических нагрузок рекомендуется производить по методике, изложенной в работе.

8. Проведенный теоретический анализ канатного механизма поворота позволил выявить некоторые закономерности в характере изменения динамических нагрузок в элементах кинематической цепи привода и металлоконструкций приемной консоли, выражающиеся в следующем:

а/ с увеличением момента инерции приемной консоли или с уменьшением момента инерции двигателя, при прочих равных условиях, происходит увеличение динамических нагрузок и более интенсивное затухание колебаний;

б/ при мягких механических характеристиках двигателя динамические нагрузки уменьшаются, а колебания медленнее затухают;

в/ с уменьшением жесткости упругого звена в кинематической цепи привода происходит уменьшение динамических нагрузок и снижение интенсивности затухания колебаний;

г/ с увеличением сопротивления повороту приемной консоли динамические нагрузки несколько уменьшаются;

д/ при торможении усилие в тяговом канате возрастает с увеличением отношения моментов инерции движущихся масс $J_2/J_1 + J_2$.

9. Экспериментальное исследование работы канатного механизма поворота приемной консоли отвалообразователя ОГ-50/1800 подтвердило теоретические выводы, сделанные в настоящей работе и показало преимущества данной системы привода перед синхронно-следящей, особенно при переходных процессах. Работа механизма в переходных режимах проходит в соответствии с теоретическими предпосылками при незначительной динамической нагрузке. Максимальные значения коэффициента динамичности, зафиксированные при натурных испытаниях, составляют: для тягового каната $K_d = 1,15$; для поясов горизонтальной фермы приемной консоли $K_d = 1,1$.

10. Наиболее целесообразно применение канатного механизма поворота приемной консоли в конвейерных отвалообразователях средней производительности - 630 и 1250 м³/час. Эксплуатация отвалообразователя ОГ-50/1800 как на конвейерных отвалах, так и в забое показала его высокие технико-эксплуатационные качества. Годовой экономический эффект от внедрения отвалообразователя ОГ-50/1800 на конвейерных отвалах по сравнению с отвалообразователем одинаковых параметров, но с неповоротной приемной консолью, составляет ~ 30 тыс. рублей.

Результаты диссертационной работы использованы Донецким машиностроительным заводом им. 15-летия ЛКСМУ при создании опытно-промышленного образца отвалообразователя ОГ-50/1800 и при корректировке рабочих чертежей на серию.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах автора:

1. Новый отвалообразователь производительностью 500 м³/час. ИТИ "Угольная промышленность", № 3, Киев, 1961 /Соавторы Аксенов В.П. и Беляков Ю.И./.

2. Канатный механизм поворота приемной стрелы отвалообразователя. Авторское свидетельство № 171355, 1964, Бюллетень изобретений, № 11, 1965.

3. Применение захватов в отвалообразователях. В сб. Механизация открытой добычи полезных ископаемых. НИИИИФОРМТЯЖМАШ, 8-67-7, 1967.

4. Исследование динамики пуска канатного поворотного механизма приемной консоли отвалообразователя. ЦНИИТЭИУгля. "Горные машины и автоматика" № 9, 1967.

5. Технология отвальных работ с отвалообразователем ОГ-50/1800. "Уголь Украины" №4, 1968 /Соавтор Кононенко А.А./

6. Определение параметров поворота приемной консоли отвалообразователя ОГ-50/1800. ЦНИИТЭИУгля "Горные машины и автоматика" № 8, 1968.

7. Исследование работы отвалообразователя ОГ-50/1800 в заводских и промышленных условиях, определение величины и характера распределения напряжений в элементах основных узлов металлоконструкций и механизмов. Реестр № 59359, Комитет по делам изобретений и открытий при СМ СССР, 1967.

Диссертация докладывалась и получила одобрение на научно-техническом семинаре по транспорту шахт и карьеров МГИ в декабре 1969 г.

БФ40834 Подписано к печати 20.XI.70 г. Об"ем 1,75 п.л.
Заказ 1040 Тираж 150 экз. Печатно-множительная лаборато-
рия института УкрНИИпроект, г.Киев, Ленина, 4