

Введение

Общая характеристика работы. В работе рассмотрены проблемы повышения ресурса работы привода шаровой мельницы в условиях динамического нагружения и пути их решения.

Актуальность работы. В настоящее время шаровые барабанные мельницы широко используются в горно-обогатительном производстве, для измельчения полезных ископаемых, в производстве цемента, гипса и др.

Барабанные шаровые мельницы оборудованы открытыми зубчатыми передачами, диаметры которых достигают 9 м, модули m зубьев до 28 мм. Подавляющее большинство мельниц имеют косозубые передачи с углом наклона зубьев $\beta = 5-7^\circ$.

Благодаря простоте конструкции, высокой надежности и возможности легко регулировать степень измельчения, шаровые барабанные мельницы активно использовались сто лет назад в производстве различных материалов. И хотя патенту на изобретение шаровой барабанной мельницы классической конструкции уже более 180 лет, инженерно-технические решения, реализованные в ней, остаются актуальными и в наше время.

Необходимо совершенствование конструкций шаровой барабанной мельницы для повышения надежности и работоспособности. Эта задача может быть решена на основе исследования причин износа наиболее нагруженных ее элементов, а именно ее привода. Для этого необходимо исследовать особенности его работы в реальных условиях эксплуатации.

У шаровых мельниц с приводным зубчатым венцом на барабане наблюдается интенсивный износ зубьев, что приводит к необходимости их частой замены и большим простоям. Следовательно, исследование характера нагружения открытых зубчатых передач шаровых мельниц, повышение ресурса работы привода и, тем самым, самих шаровых мельниц, является актуальной задачей.

Работа выполнена в соответствии с Стратегическим планом развития Республики Казахстан до 2020 года; республиканской программой «Казахстан 2030», государственной индустриально-инновационной политикой Республики Казахстан на 2003-2015 годы и планом НИР Казахского национального технического университета имени К.И.Сатпаева.

Цель работы. Повышение ресурса работы привода шаровой мельницы в условиях динамического нагружения за счет поверхностного упрочнения зубчатых передач.

Идея работы заключается в повышении ресурса работы привода шаровой мельницы путем повышения износостойкости зубчатого зацепления поверхностно-пластическим деформированием.

Объект исследования: рудоразмольные мельницы горно-обогатительного производства.

Предмет исследования: зубчатые передачи привода шаровых мельниц.

Методы исследования. В работе применены: аналитический анализ и научное обобщение предыдущих исследований; теория износа и надежности зубчатых зацеплений привода шаровых мельниц; исследование динамики работы

привода и влияние динамического нагружения на износ зубчатой передачи осуществлялась с помощью комплексной методики.

В соответствии с поставленной целью в работе решены следующие задачи:

- определение причины и характера разрушений зубчатых зацеплений привода шаровых мельниц;
- исследование динамических характеристик работы шаровых мельниц и разработка их динамических моделей;
- разработка методики расчета динамики привода шаровой мельницы на основе динамических параметров;
- выбор и обоснование поверхностно-пластического упрочнения зубчатого зацепления привода шаровой мельницы и экспериментальная проверка ресурса его работы.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- установлены закономерности возникновения вибраций корпуса барабана шаровых мельниц с установленным на нем зубчатого колеса от взаимодействия материала загрузки с внутренней поверхностью барабана, позволяющие рассчитать рациональные динамические параметры процесса работы шаровой мельницы;
- момент нагружения зубчатого зацепления при различных режимах работы привода шаровых мельниц, характеризующийся коэффициентом динамичности, может быть описан уравнениями движения, учитывающие их рабочие механические характеристики и параметры динамического нагружения барабана, влияющих на износ приводного зубчатого венца;
- повышение твердости поверхностного слоя зубчатого зацепления привода шаровых мельниц может быть обеспечено установлением рациональных режимных и конструктивных параметров рабочего инструмента для поверхностно-пластического деформирования, позволяющих повысить ресурс работы привода.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- обоснованы основные рациональные параметры шаровой мельницы, способствующие увеличению срока службы зубчатых передач привода;
- разработана обобщающая расчетная схема и динамическая модель привода шаровых мельниц, учитывающая упругие свойства привода на переходных режимах его работы и возбуждений в упругой системе привода шаровых мельниц параметрических колебаний, позволяющая устанавливать действующие динамические нагрузки в зубчатом зацеплении;
- разработана методика расчета динамики привода шаровой мельницы, позволяющая установить момент нагружения зубчатого зацепления при различных режимах работы привода
- предложен новый способ упрочнения зубчатого зацепления привода шаровой мельницы на основе использования композитных материалов, подтвержденным патентом на изобретение.

Достоверность полученных результатов и основных выводов работы. Подтверждается достаточным набором экспериментальных данных, получении-

ем математических выражений, апробацией результатов на научных конференциях и публикацией в научных изданиях.

Практическая и научная значимость работы. Практическая значимость полученных в работе результатов определяется возможностью их использования в инженерной практике, в расчетах при проектировании приводов шаровых мельниц для обоснованной оценки их работоспособности. Предложены методика расчета динамики привода шаровых мельниц и способ пластическо-деформационного упрочнения поверхностного слоя зубьев, с применением смазочно-охлаждающей жидкости, позволяющие повысить износостойкость зубчатого зацепления привода шаровых мельниц.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы представлены на Международной научной конференции «Состояние и перспективы развития механики и машиностроения в Казахстане», посвященной 70-летию со дня рождения профессора, доктора технических наук Казыханова Х.Р. (Алматы, 2007г.), на X Юбилейной Международной научной конференции «Наука и образование – ведущий фактор стратегии «Казахстан-2030» (Караганда 2007г.), на III международной научной конференции «Актуальные проблемы механики и машиностроения» (Алматы 2009г.), на международном форуме «Наука и инженерное образование без границ» (Алматы 2009г.), доклад на научном семинаре кафедры «Станкостроение, материаловедение и технологии машиностроительного производства» (Алматы, КазНТУ им.К.И.Сатпаева, 2010г.), доклад на научном семинаре кафедры «Транспортные и горные машины» (Алматы, КазНТУ им.К.И.Сатпаева, 2010г.).

Личный вклад автора заключается в непосредственном участии на всех этапах работы. Личный вклад автора заключается в непосредственном участии на всех этапах работы при постановке конкретных задач; выборе методик исследований; проектировании и изготовлении упрочняюще-калибрующего инструмента для изучения процесса обкатывания поверхности; разработке нового способа упрочнения зубчатого зацепления привода шаровой мельницы; разработке специального состава смазочно-охлаждающей жидкости для повышения твердости поверхности зубьев; подготовке материалов и образцов для проведения экспериментов; проведении экспериментов; обработке и обсуждении результатов исследования; написании статей по теме диссертации; подготовке заявок на изобретения; разработке методики расчета динамики привода шаровой мельницы, включающей установление основных динамических параметров, позволяющих установить момент нагружения зубчатого зацепления при различных режимах работы привода и их коэффициент динамичности.

Реализация результатов работы. Результаты исследования переданы для внедрения в производство и реализованы в учебном процессе при подготовке студентов по специальности 050712 – «Машиностроение» в КазНТУ им. К.И.Сатпаева.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 9 печатных работах в изданиях, перечень которых утвержден Комитетом по надзору и аттестации в сфере образования и науки. Отправлены заявки на получение патентов по данной теме. Получено заключение о выдаче инноваци-

онного патента на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников, включающего 90 наименований и приложения. Объем диссертации - 152 страниц машинописного текста.

Основная часть

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована актуальность исследования, приведены цели и задачи исследования.

В первой главе сделан аналитический обзор работы шаровых мельниц и исследован характер износа зубчатых зацеплений привода. Фундаментальными работами, в которых изложены основы повышения долговечности горных машин, оборудования для измельчения материалов, ограничения динамических нагрузок электропривода являются исследования ученых: Пивняка Г.Г., Андреева С.Е., Семенчи П.В., Солод Г.И., Тененбаума М.М., Перова В.А., Борщева В.Я., Чиликина М.Г., Ключева В.И., Ривина Е.Н., Крагельского И.В., Виноградова Б.В. и др.

Рассмотрены причины и характер разрушений зубчатых зацеплений привода шаровых мельниц, а также виды повреждений элементов редукторов в практике эксплуатации на Жезказганской обогатительной фабрике. На рисунке 1 приведены характерные признаки износа приводного зубчатого венца на барабане шаровой мельницы.

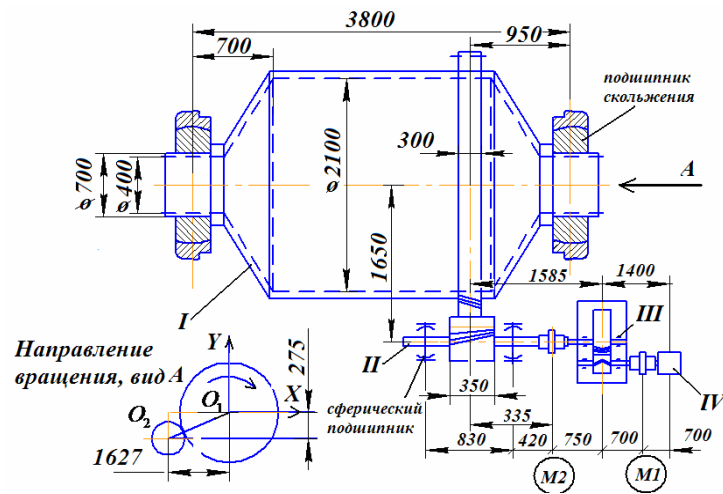


Рисунок 1 - Износ зубьев зубчатого венца шаровой мельницы

Также изучен анализ отказов нагруженных узлов мельницы самоизмельчения. Основными дефектами зубчатой передачи являются: поломки зубьев по длине, излом зуба у основания ножки зубьев.

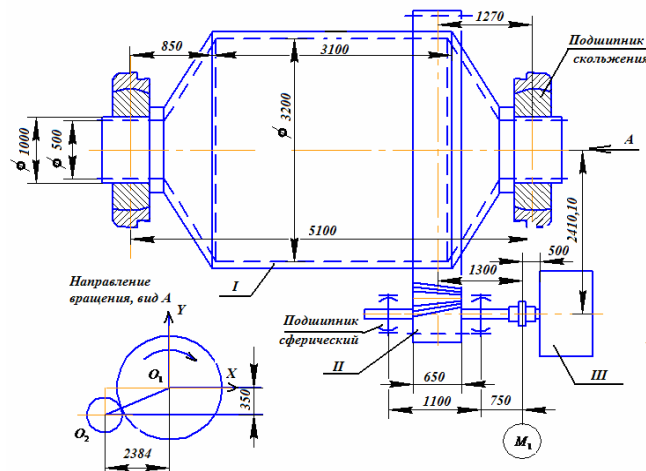
В заключении определены цель работы и задачи исследования.

Во второй главе дана общая характеристика объектов исследования – шаровых мельниц с приводным зубчатым венцом на барабане. Составлены конструктивно-кинематические схемы двух видов мельниц: с редукторным электроприводом и безредукторным (рисунки 2, 3), с их техническими характеристиками.



I – барабан с зубчатым венцом $z_K = 203$; *II* – вал приводной с шестерней $z_{III} = 30$; *III* – редуктор одноступенчатый $U_p = 4,5$; *IV* – электродвигатель синхронный $n_\phi = 750$ об/мин; M_1, M_2 – муфты соединительные

Рисунок 2 - Конструктивно-кинематическая схема шаровой мельницы с зубчатым венцом на барабане и редукторным электроприводом



I – барабан с зубчатым венцом $z_K = 278$; *II* – вал приводной с шестерней $z_{III} = 22$; *III* – электродвигатель синхронный $n_\phi = 250$ об/мин; M_1 – муфта соединительная

Рисунок 3 - Конструктивно-кинематическая схема шаровой мельницы с зубчатым венцом на барабане и безредукторным электроприводом

Приведено описание двухкамерной шаровой мельницы с центральным приводом.

Выведена формула для определения критической частоты (скорости) вращения барабана, выраженной через диаметр и радиус внутренней поверхности барабана:

$$D_g = 2R_g :$$

$$n_{кр} = \frac{42,3}{\sqrt{D_g}} = \frac{30}{\sqrt{R_g}}, \text{об} / \text{мин} . \quad (1)$$

Так как

$$n_{кр} = \frac{30\omega_{кр}}{\pi},$$

то критическая угловая скорость вращения барабана:

$$\omega_{кр} \cong \frac{4,43}{\sqrt{D_g}} \cong \frac{3,13}{\sqrt{R_g}}, \text{с}^{-1} . \quad (2)$$

Приведены данные о доле (количестве) шаров на круговой N_0 (%) и параболической - N_p (%) траекториях при разных скоростях ψ (в процентах от критической скорости вращения).

Рассмотрены вопросы оборачиваемости загрузки, и в частности оборачиваемость мельницы тел-шаров за один оборот барабана.

В работе изложена методика определения сил и нагрузок на барабан и опоры шаровых мельниц с приводным зубчатым венцом на барабане.

Рассмотрена картина силового взаимодействия материала загрузки внутри барабана мельницы в его поперечном сечении при водопадной схеме движения шаровой загрузки (рисунок 4).

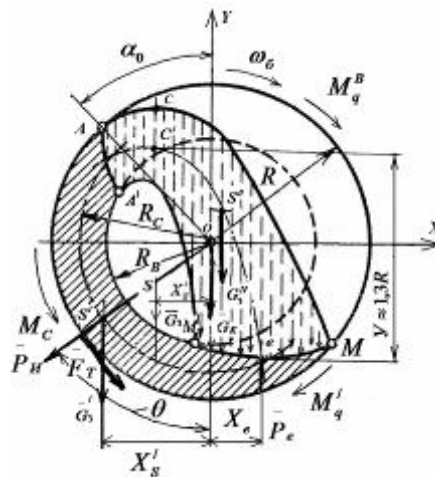


Рисунок 4 - Схема действия сил давления и трения материала загрузки внутри барабана мельницы

На основе анализа взаимодействия материала загрузки с внутренней поверхностью (футеровкой) барабана, определены силы давления и трения от веса

загрузки, центробежных сил инерции и сил динамического давления на внутреннюю поверхность барабана.

В результате сравнительного анализа сил установлены условия возникновения вибраций корпуса барабана, частота приложения сил, вызывающих вибрацию и динамическое нагружение зубчатого зацепления венца на барабане мельницы с приводной шестерней.

В третьей главе рассмотрены задачи динамики реальных машин и механизмов, предшествующих созданию расчетных математических моделей. Эти модели должны быть достаточно адекватны реальным физическим моделям, чтобы составленные на их основе математические описания давали достоверную картину динамических процессов. А также они должны быть по возможности простыми, чтобы описание и изучение этих процессов на их основе было реально осуществимым.

На начальном этапе исследования возможен упрощенный подход к составлению расчетных моделей, когда все звенья и элементы кинематической цепи машинного агрегата предполагается абсолютно жесткими твердыми телами с идеальными связями без зазоров и трения.

Различные машинные агрегаты имеют разные механические, нагрузочные характеристики. Однако можно получить некоторые обобщающие выводы, если воспользоваться эмпирической формулой:

$$M_c = M_T + (M_{с.ном} - M_T) \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^x, \quad (3)$$

где M_c - момент сопротивления машинного агрегата при скорости ω ;

M_T - момент сопротивления трения в движущихся частях машинного агрегата;

$M_{с.ном}$ - момент сопротивления при номинальной скорости $\omega_{ном}$;

x - показатель степени, характеризующий изменение момента сопротивления при изменении скорости.

Приведенная формула позволяет классифицировать механические характеристики разных производственных механизмов и машин на несколько основных категорий.

Рассмотрены условия работы электропривода в установившемся режиме, когда момент, развиваемый двигателем, равен моменту сопротивления рабочего органа машины или механизма и скорость привода является постоянной $\omega = const$.

При составлении уравнений, описывающих движение электропривода, необходимо учитывать все силы и моменты, действующие на переходных режимах, в том числе силы и моменты инерции. Тогда, в соответствии с условиями динамического равновесия, уравнение движения привода примет вид:

$$M_o - M_c = J_{II} \frac{\partial \omega}{\partial t}. \quad (4)$$

Уравнение (4) показывает, что развиваемый двигателем вращающий момент M_∂ уравнивается моментом сопротивления M_c на его валу и инерционным, динамическим моментом $J_\Pi \frac{\partial \omega}{\partial t}$. Причем в уравнении (4) принято, что приведенный момент инерции привода J_Π является постоянным, т.е. $J_\Pi = const$, что характерно для многих производственных машин и механизмов.

Нагрузка в упругой связи определяется по формуле (5):

$$M_{12} = M_1 - J_1 \dot{\omega}_1 = J_2 \varepsilon_{cp} (1 - \cos p_{12}t) + M_c, \quad (5)$$

и после преобразований уравнение (5) примет вид:

$$M_{12} = J_2 \varepsilon_M \left(1 - \frac{p_{12}^2 T^2}{1 + p_{12}^2 T^2} e^{-\frac{t}{T}} \right) + \frac{J_2 \varepsilon_M}{\sqrt{1 + p_{12}^2 T^2}} \sin(p_{12}t + \varphi), \quad (6)$$

где $\varphi = \text{arctg} \frac{1}{p_{12}T}$;

p_{12} - частота свободных колебаний двухмассовой упругой системы;

J_2 - момент инерции барабана;

ε_M - максимальное ускорение привода.

Таким образом, в данном случае амплитуда колебательной составляющей упругого момента зависит от постоянной экспоненты T . Максимум момента наступает при $p_{12}t + \varphi = \frac{\pi}{2} + 2k\pi$, где $k = 1, 2, 3, \dots$, когда $e^{-\frac{t}{T}} \approx 0$. Следовательно, динамический коэффициент в данном случае определяется соотношением:

$$k_\partial = \frac{M_{12M}}{M_{12cp}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{1 + T^2 p_{12}^2}}. \quad (7)$$

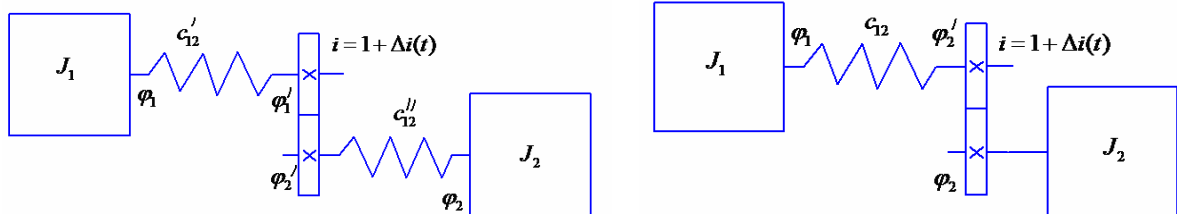
Рассматривая эти зависимости, можно заключить, что для существенного снижения динамического коэффициента необходимо, чтобы время линейного нарастания момента двигателя до максимального значения было соизмеримым по величине или равным периоду свободных колебаний $T_{12} = \frac{2\pi}{p_{12}}$.

Рассмотрены условия свободного движения двухмассовой механической системы с упругой связью и реальной передачей, схема которой приведена на рисунке 5, а. Ее можно рассматривать как приведенную к валу двигателя, или механизма, если это необходимо расчетную схему редукторного привода с пренебрежимо малыми моментами инерции промежуточных валов передач. В этом случае c_{12} есть суммарная приведенная к валу двигателя жесткость всех элемен-

тов привода, J_2 - приведенный к валу двигателя момент инерции механизма, а эквивалентная передача обладает переменным передаточным отношением:

$$i = 1 + \Delta i_M \cos pt, \quad (8)$$

где p - частота возмущений.



а) для мельниц МШР 2100x2200;

б) для мельниц МШР 3200x3100

Рисунок 5 - Двухмассовые расчетные модели шаровых мельниц с упругими связями в приводе

На основе анализа конструкций привода шаровых мельниц, составлена обобщающая расчетная схема и описана динамическая модель, учитывающая упругие свойства привода на переходных режимах его движения, учитывающая условия возбуждения в упругой системе привода параметрических колебаний при задании различных законов изменения движущего момента нагружающего привод и влияние зазоров в механической системе привода на его динамику.

На основе исследования разработана методика расчета динамики привода шаровой мельницы на основе динамических параметров, позволяющих установить момент нагружения зубчатого зацепления при различных режимах работы привода и рассчитать коэффициент динамичности.

В четвертой главе приведены исследование влияния динамического нагружения барабана шаровых мельниц на износ приводного зубчатого венца. Рассмотрены общие положения изнашивания поверхностей подвижных соединений деталей машин, параметры зубчатых зацеплений, связанные с износом, расчетные данные конструктивных элементов привода шаровых мельниц.

Физическая модель изнашивания такая: при скольжении микронеровности перед ней возникает лобовой валик деформируемого материала, который находится под воздействием сжимающих напряжений (рисунок 6, а). За микронеровностью вследствие сил трения материал растягивается. Следовательно, материал испытывает знакопеременное деформирование, многократное повторение которого приводит к накоплению в нем повреждений микроструктуры и отделению частиц материала. Эксперименты показывают, что материал разрушается не сразу, а лишь после некоторого числа циклов работы ($n_{ц}$).

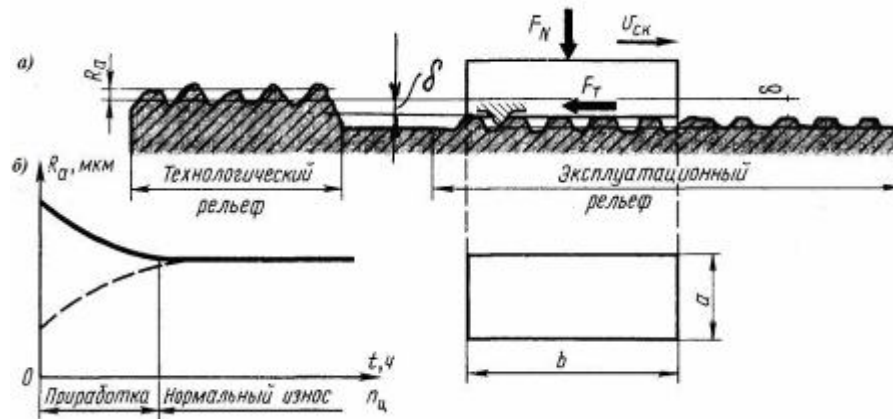


Рисунок 6 - Схема процессов изнашивания контактирующих поверхностей в их относительном движении

Износ оценивают толщиной слоя разрушенного материала δ (линейный износ, рисунок 4, а) или его массой.

Скорость изнашивания определяется величиной износа в единицу времени:

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = kp^m v_{ск}^n,$$

где k - коэффициент износа (численно равен γ при $p = v_{ск} = 1$);

p - удельное давление в исследуемой точке поверхности трения;

$v_{ск}$ - скорость скольжения (относительная скорость) в исследуемой точке поверхности трения;

m - показатель степени, зависящий от вида взаимодействия контактирующих поверхностей (упругий контакт, пластический контакт, микрорезание); его величина колеблется в пределах от 1 до 3;

n - показатель степени, зависящий от вида изнашивания. Для приработанных элементов кинематических пар принимают $m = 1$, $n = 1$ и тогда

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = kp v_{ск}. \quad (9)$$

Работа силы трения F_T расходуется на разрушение и отделение материала и выделение теплоты, поэтому приближенно можно считать, что скорость изнашивания пропорциональна работе силы трения в единицу времени, т.е. мощности трения P_T :

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{k}{abf} F_N f v_{ск} = c F_T v_{ск} = c P_T,$$

где $c = \frac{k}{(abf)}$ - коэффициент пропорциональности.

Если число циклов работы $n_{ц}$, то износ

$$\delta = \delta_{ц} n_{ц}. \quad (10)$$

По формуле (10) можно найти число циклов работы по заданной величине предельного износа, что необходимо при определении ресурса работы машины.

Применительно к зацеплению двух зубчатых колес, рассмотрим условия работы пары зубьев на их расчетной модели в виде двух выпуклых цилиндров радиусами ρ_1 и ρ_2 с параллельными осями O_1 и O_2 , рисунок 7.

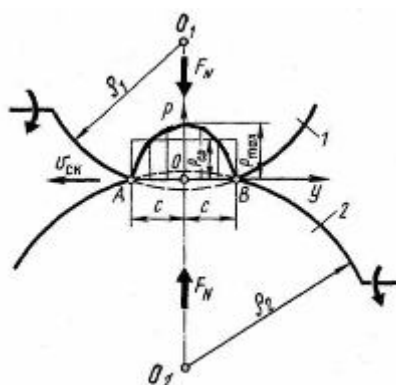


Рисунок 7 - Расчетная модель к определению давления в зоне контакта двух упругих цилиндров

При этом в соответствии с теорией Герца, для контакта двух упругих цилиндров, передаваемая нормальная удельная нагрузка F_N (Н/м) распределяется вдоль линии контакта равномерно.

Приближенно износ в точке O за цикл работы можно определить по среднему давлению p_{cp} , скорости скольжения $v_{ск}$ и времени зацепления t_k участка профиля AB по формуле:

$$\delta_{ц} = k p_{cp} v_{ск} t_k, \quad (11)$$

а износ за $n_{ц}$ циклов работы по формуле (10).

При обработке наружных поверхностей широкое применение в качестве отделочной операции получило обкатывание шариками и роликами. Под действием шарика или ролика, твердость которого выше твердости обрабатываемого материала, происходит деформация выступающих неровностей обрабатываемой поверхности: металл выступов микронеровностей «растекается» в обе стороны, заполняя смежные впадины; шероховатость поверхности при этом уменьшается.

Глубина упрочненного слоя детали может колебаться в больших пределах, от нескольких микрометров до десятых долей миллиметра. Степень упрочнения и

величина остаточных напряжений изменяются по глубине упрочненного слоя. О степени упрочнения детали можно судить по результатам измерения твердости поверхностного слоя.

Другим видом поверхностно-пластического деформирования (ППД) является дробеструйная обработка.

Нами разработан способ упрочнения зубчатых колес, заключающийся в упрочнении зубчатых зацеплений шаровых мельниц, реализуемый наклепом дробью с помощью специального устройства.

Устройство для упрочнения зубчатых колес шаровой мельницы представляет собой дробеструйную насадку, имеющую возможность перемещаться в вертикальной плоскости, вдоль ширины впадины зуба и качающиеся движения для огибания траектории эвольвенты. Устройство смонтировано на основании шаровой мельницы и позволяет ориентировать его относительно венца зубчатого зацепления.

Способ упрочнения зубчатых колес реализуется следующим образом: на корпус шаровой мельницы монтируется венец и, при холостом режиме вращения шаровой мельницы, производится приработка зубчатой передачи. Ведущая шестерня выполнена из высоколегированной стали 34ХН1М, которая действует как обрабатывающий инструмент, вследствие того, что поверхность ее зубьев имеет твердость $HRC \geq 40$ единиц, а ведомая – из стали 35Л без термообработки. Следовательно, последняя во время приработки, при вращении шаровой мельницы в холостом режиме (без шаровой заправки и мелющих тел), подвергает ведомую шестерню небольшому износу, т.е. снимает тонкий слой металла и, тем самым, осуществляется приработка рабочих поверхностей зубчатой пары. В этом случае прирабатывается зубчатая пара - ведомое колесо и ведущая шестерня.

После того, как зубчатая пара приработается в течение 10 – 12 часов, производится дробеструйная обработка, глубина наклепанного слоя эвольвентной поверхности зубьев составляет 1,5 - 2 мм. При этом одновременно обрабатывается вся эвольвентная кривая и впадины зубьев (всего профиля) и по длине зацепления. После обработки первой впадины колесо мельницы проворачивается на один зуб. Процедура упрочнения повторяется. Это позволяет создать упрочнение по всей эвольвенте зуба. После обработки поверхности очищаются. Данная обработка положительно влияет на усталостную прочность зуба, тем самым повышается ресурс работы на 30 - 40%. При характерных видах износа ведомую шестерню дробеструйную обработку можно повторить.

Также предлагается способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес, на который получено заключение о выдаче инновационного патента на изобретение.

Способ осуществляется следующим образом: пластическое деформирование обрабатываемой поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес осуществляется в рабочем режиме вращения барабана шаровой мельницы после предварительной приработки зубчатых колес открытой пары в течение 10-12 часов и одновременной подачей смазочно-охлаждающей жидкости, с повышенным содержанием хлорида меди, в зону контакта зубчатых колес и образо-

вании при этом защитного триботехнического слоя. В зону контакта подается смазочно-охлаждающая жидкость следующего состава, содержащая мас. %: хлорид меди – 10-15; коллоидный графит – 10-15; ацетамид – 5-10; мочевины – 1,0; стеариновая кислота – 1,0; вода – 5-20; композиции высокодисперсных металлов: меди – 3,0; никеля – 3,0; глицерин – остальное.

Были проведены ряд экспериментов, заключающиеся в том, чтобы определить основные параметры шероховатости R_z от усилия приложения калибрующе-обкатывающего инструмента (ролика и шарика) к заготовке в виде вала из стали 35Л, параметры твердости HB поверхности заготовки от подачи S при различных усилиях и подачах n при обкатке шариком, параметры твердости поверхности HB заготовки от количества оборотов, параметры изменения твердости HB по глубине Δ .

На рисунке 8 представлен график зависимости шероховатости R_z поверхности заготовки от усилия прижатия инструмента P , из которого видно, что чем больше прилагаем усилие к инструменту-обкатнику, тем меньше шероховатость поверхности заготовки.

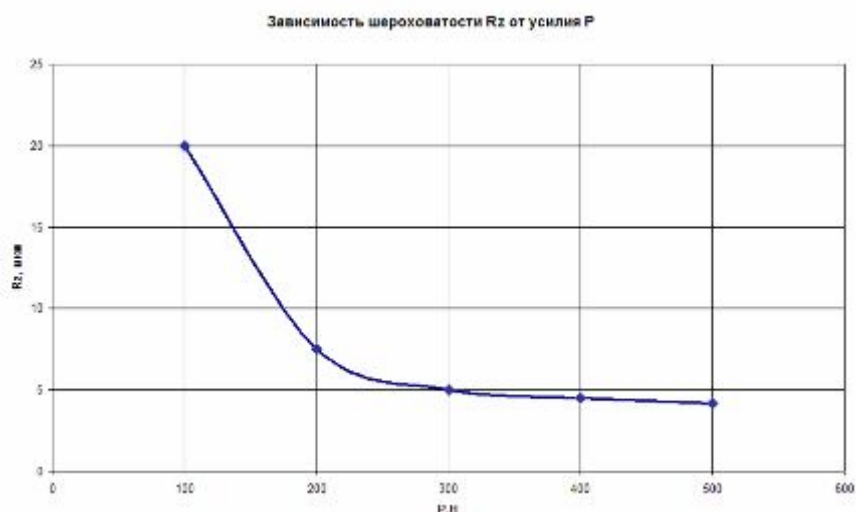


Рисунок 8 – График зависимости шероховатости поверхности заготовки от усилия прижатия инструмента

На рисунке 9 представлен график зависимости твердости поверхности заготовки от подачи при усилии $P = 200$ Н, $n = 224$ об/мин при обкатке шариком. Показана твердость поверхности при исходном значении $HB = 153$, затем произвели обкатку шариком, замерили твердость $HB = 184$. С поверхности заготовки сняли 0,1 мм – $HB = 177$, при снятии 0,3 мм слоя металла – $HB = 176$, при снятии 0,8 мм слоя металла – $HB = 172$, при снятии 0,6 – 1,4 мм слоя металла – $HB = 169-170$, при снятии 1,6 – 2,0 мм слоя металла – $HB = 158$.

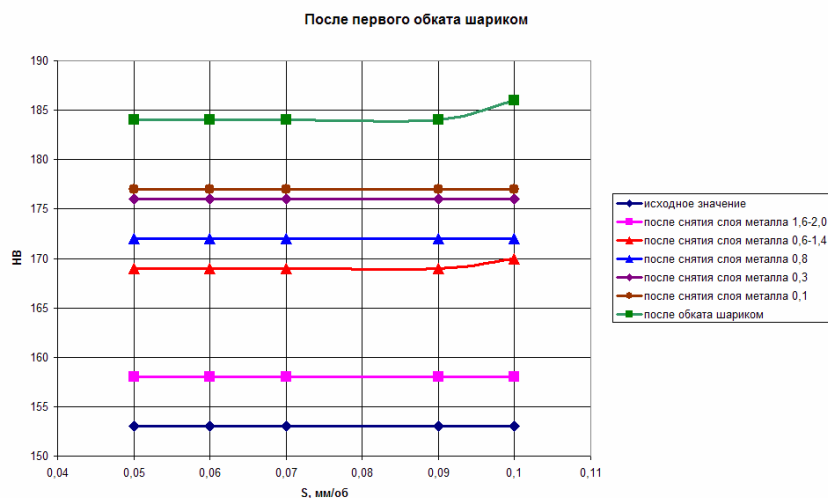


Рисунок 9 – График зависимости твердости поверхности заготовки от подачи при усилии $P=200\text{Н}$, $n=224$ об/мин при обкатке шариком

На рисунке 10 представлен график зависимости твердости поверхности заготовки от количества оборотов при усилии инструментом $P = 400\text{Н}$, $S = 0,1$ мм/об при обкатке роликом. Перед проведением эксперимента замеры твердости поверхности $HB = 153$, после обката роликом при постоянных значениях P и S , но при различных значениях n , видно, как изменилась твердость поверхности заготовки.

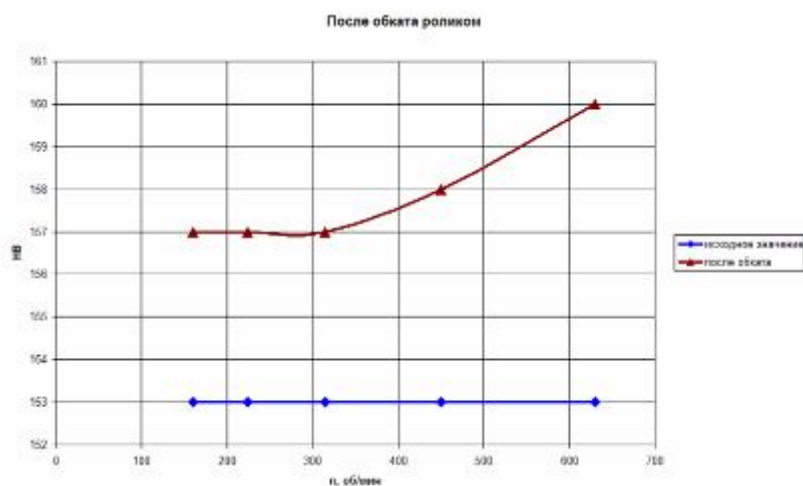


Рисунок 10 – График зависимости твердости поверхности заготовки от количества оборотов при усилии инструментом $P=400\text{Н}$, $S=0,1$ мм/об при обкатке роликом

Приведена методика проведения эксперимента по определению твердости поверхности, все результаты которых занесены в таблицы и составлены соответствующие графики зависимостей.

По результатам исследования предложена методика расчета динамики привода шаровой мельницы на основе динамических параметров, позволяющих

установить момент нагружения зубчатого зацепления при различных режимах работы привода и рассчитать коэффициент динамичности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертационная работа является квалифицированной работой и содержит новые научно обоснованные результаты, использование которых обеспечивает решение важной прикладной задачи по созданию инженерной методики расчета тяжелонагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц.

Основные научные и практические выводы, полученные в результате завершенных исследований, заключаются в следующем:

1. Выполнен анализ шаровых мельниц для измельчения рудных материалов. Рассмотрены типы приводов мельниц; влияние режимов работы шаровых мельниц на их динамику, т.е. скоростные режимы и кинематику движений. Дана характеристика разрушений зубчатых зацеплений привода шаровых мельниц, а также виды их повреждений в эксплуатации.

2. Изложена методика определения сил и нагрузок на барабан и опоры шаровых мельниц с приводным зубчатым венцом на барабане. На основе анализа взаимодействия материала загрузки с внутренней поверхностью (футеровкой) барабана, определены силы давления и трения от веса загрузки, центробежных сил инерции и сил динамического давления на внутреннюю поверхность барабана.

3. Установлены условия возникновения вибраций корпуса барабана, частота приложения сил, вызывающих вибрацию и динамическое нагружение зубчатого зацепления венца на барабане мельницы с приводной шестерней.

4. Рассмотрены методические подходы к составлению расчетных моделей шаровых мельниц, как машинных агрегатов с электромеханическим приводом, и уравнений описывающих их движение, которыми учитываются их рабочие механические характеристики и наиболее существенные параметры, влияющие на условия движения и нагружения.

5. Рассмотрены конструкции привода шаровых мельниц, составлена обобщающая расчетная схема и описана динамическая модель, учитывающая упругие свойства привода на переходных режимах его движения. Рассмотрены условия возбуждения в упругой системе привода шаровых мельниц параметрических колебаний при задании различных законов изменения движущего момента нагружающего привод.

6. Рассмотрены параметры зубчатых зацеплений, связанных с износом; расчетные данные конструктивных элементов привода шаровых мельниц, а также расчет масс и веса отдельных частей привода, валов, муфт, колес и их динамическая характеристика.

7. Выполнены экспериментальные исследования по поверхностно-пластическому деформированию, приведены графики зависимостей твердости поверхности упрочнения от приложенных сил и режимов обработки. Выполнен расчет зубчатых передач в программе APM Win Machine модуль APM Trans.

8. По результатам исследования предложена инженерная методика расчета зубчатого зацепления в тяжело нагруженных передачах привода шаровой мельницы. Ожидаемый экономический эффект от внедрения может составить 1.128.960 тенге на одну установку.

Оценка полноты решений, поставленных задач исследований. Все поставленные задачи диссертационной работы в полной мере решены на основе аналитического обзора исследований, касающихся темы диссертации; теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию и разработке методики зубчатого зацепления в тяжело нагруженных передачах привода шаровой мельницы.

Разработка рекомендаций и исходных данных по конкретному использованию результатов.

Рекомендуются к конкретному использованию следующие результаты исследований: инженерная методика расчета зубчатого зацепления в тяжело нагруженных передачах привода шаровой мельницы; предложенный способ упрочнения зубчатого зацепления привода шаровой мельницы, включающий предварительную приработку зубчатого зацепления привода, затем производится дробеструйная обработка зубьев для создания наклепа и развития в нем сжимающих напряжений, положительно влияющих на поверхностный износ зубьев, при чем после наклепа поверхность зубьев обрабатывается смазочно-охлаждающей жидкостью, на основе хлорида меди, коллоидного графита, ацетамида, мочевины, стеариновой кислоты, воды, глицерина, композиции высокодисперсных металлов - меди и никеля, защищенной патентом на изобретение.

Оценка технико-экономической эффективности внедрения.

Расчетная экономическая эффективность от внедрения способа упрочнения зубчатого зацепления привода шаровой мельницы с последующей дробеструйной обработкой составляет 1.128.960 тенге на одну установку.

Оценка научного уровня выполненной работы в сравнении с лучшими достижениями в данной области.

Диссертационная работа выполнена на достаточно высоком уровне научном уровне, подтверждаемом глубокими аналитическими, технологическими, конструктивными технико-экономическими решениями с применением нового способа упрочнения зубчатого зацепления привода шаровой мельницы, позволяющий повысить эффективность эксплуатации зубчатого зацепления барабанных шаровых мельниц.

Список опубликованных работ по теме диссертации

1. Сушкова О.А. Оценка влияния основных факторов износа на работу тяжело нагруженных зубчатых передач. Сборник трудов международной научной конференции «Состояние и перспективы развития механики и машиностроения в Казахстане», посвященная 70-летию со дня рождения профессора, доктора технических наук Казыханова Х.Р., том II, Алматы, 2007, с.220-224;

2. Сушкова О.А. О влиянии нагрузок в зубчатых парах трения на их разрушение. Сборник трудов международной научной конференции «Состояние и

перспективы развития механики и машиностроения в Казахстане», посвященная 70-летию со дня рождения профессора, доктора технических наук Казыханова Х.Р., том II, Алматы, 2007, с.230-235;

3. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Анализ отказов нагруженных узлов мельницы самоизмельчения. Сборник трудов X Юбилейной Международной научной конференции «Наука и образование – ведущий фактор стратегии «Казахстан-2030», выпуск 2, Караганда, 2007, с.308-310;

4. Сушкова О.А. Эксплуатационные особенности узлов и деталей крупных машин. Сборник трудов X Юбилейной Международной научной конференции «Наука и образование – ведущий фактор стратегии «Казахстан-2030», выпуск 2, Караганда, 2007, с.311-313;

5. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Повышение долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач методами поверхностно-пластического деформирования. Сборник материалов III международной научной конференции «Актуальные проблемы механики и машиностроения», том II, Алматы, 2009, с.257-261;

6. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Исследование динамических процессов в приводах шаровых мельниц. Труды международного форума «Наука и инженерное образование без границ», том I, Алматы, 2009, с.384-387;

7. Сушкова О.А. Влияние погрешности и прочности зубчатых передач на динамику привода. Научный журнал «Вестник КазНТУ» №6, 2009г. с.41-45.

8. Сушкова О.А. Определение сил и нагрузок на барабан и опоры шаровых мельниц с приводным зубчатым венцом на барабане. Научный журнал «Вестник КазГАСА» №3 (37), 2010г. с.230-237.

9. Сушкова О.А. К расчету динамики привода шаровой мельницы. Научный журнал «Вестник национальной академии наук Республики Казахстан» №4, 2010г.

10. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес. Положительное заключение о выдаче инновационного патента на изобретение по заявке №2009/1072.1 от 26.08.2009г.

СУШКОВА ОЛЬГА АНАТОЛЬЕВНА

Динамикалық жүктеме мақсатында шарлы диірмен жетек жұмыс ресурсын жоғарлату

05.05.06 – «Тау-кең машиналары»

ТҮЙІН

Бұл диссертациялық жұмысында динамикалық жүктеу мақсатында шарлы диірмен жетек жұмыс ресурсын жоғарлату мәселелері және шешу жолдары қарастырылған.

Жұмыс мақсаты. Динамикалық жүктеу мақсатында шарлы диірмен жетек жұмыс ресурсын жоғарлату.

Зерттеу әдістемесі. Жұмыста алдыңғы зерттеулердің ғылыми қорыту және аналитикалық талдауы; шарлы диірмен жетектерінің тісті ілінісу сенімділігі және тозу теориясы қолданылған; комплексті әдістеме арқылы тісті берілістің тозуына динамикалық жүктеменің әсері және жетек жұмыс динамикасына зерттеуі іске асады.

Жұмыс нәтижелері келесіден тұрады:

- кең материалдарын ұсақтау үшін шарлы диірменге талдауы жасалған. Диірмен жетек түрлері, шарлы диірмен жұмыс режимдерінің оның динамикасына әсері, т.с.с. қозғалыс кинематикасына және жылдамдық режиміне әсерлеріне қарастырылған. Шарлы диірмен жетегінің тісті ілінісуінің қирауына, сонымен қатар пайдалану кезіндегі ақау түрлерінің сипаттамалары берілген.

- атанақта тісті тәж жетегімен шарлы диірмен тіреулеріне және атанақ жүктеу күшін анықтау әдістемесі келтірілген. атанақтың ішкі бетімен (футеровкамен) материалдың өзарабайланысу талдау жасау негізінде, атанақ ішкі бетінің динамикалық қысым күші және орталықты инерция күшімен қатар, жүктеу салмақ үйкелісі және қысым күші анықталған.

- жетекті тістегерішті атанақ диірменінде тісті тәж ілінісуінің динамикалық жүктеуін және дірілін қамтамасыз ететін, келтірілген күш жиілігі, атанақтың тұрқы дірілінің пайда болу шарты орнатылған.

- жүктеу және қозғалу шарттарына әсер ететін, жұмысшы механикалық сипаттамаларын және керек ететін параметрлерін ескерілетіндей, электромеханикалық жетегімен машина агрегаттары сияқты шарлы диірменнің есептеу үлгісін құру кезінде қозғалысын сипаттайтын теңдеулерінің методикалық өтушілігі қарастырылған.

- қозғалыстың ауыспалы режимінде жетектің серіппелі қасиеттерін ескеретін, үлгінің динамикасы суреттелген және қорытатын есептеу сұлбесі құрылған, шарлы диірмен жетек құрылымы қарастырылған. Жетек жүктелуі кезінде қозғалыс моментінің әртүрлі заңдылықтарға бағынудағы шарлы диірмен жетегінің серіппелі жүйісіндегі параметриялық тербелістің қозу шарттары қарастырылған.

- тозумен байланысты тісті ілінісу параметрлері қарастырылған; жетектің бөлек салмақты білік, жалғастырғыш, доңғалақ бөлімдерден және олардың динамикалық сипаттамаларынан салмақ есептеуінен, шарлы диірмен жетектерінің құрылымды элементтердің есептелік мәліметтері қарастырылған;

- келтірілген күш және өңдеу режимінен беріктенуі бетінің қаттылық тәуелділік графиктері келтірілген, беттік илемділік деформациялау бойынша тәжірибелік зерттеулер жүргізілген. АРМ Trans және АРМ Win Mashine бағдарламасында тісті беріліске есептеуі жасалған.

- зерттеу нәтижелері бойынша шарлы диірмен жетегіндегі ауыржүкті берілістің тісті ілінісуінің инженерлік әдістемесі келтірілген. Бір қондырғыны ендірудің экономикалық тиімділігі 1. 128.960 тенгені құрайды.

Негізгі құрылымдық, технологиялық және техникалық пайдалану сипаттамалары МШР 3200x3100:

- шарлы атанақты диірмен сипаттамасы: атанақтың ішкі диаметр i (футеровкасыз) $D = 3,2$ м;

- атанақтың ішкі ұзындығы (футеровкасыз) $L = 3,1$ м;

- атанақтың минутына айналу саны $n_0 = 19,8$ айн/мин;

- ұсақталмайтын денелерсіз диірмен және басқа құрылғылар салмағы 92.000 кг; шарлы жүктеу салмағы $m_{ш.} = 52.000$ кг;

- тәж: $z = 278$, $m = 16$, материал - 35Л және қаттылығы НВ=137-167 ;

- вал-тістегеріш: $z = 22$; $m = 16$, материал - 34ХН1М. НВ 255 - 321;

- беріліс саны $u_{21} = 12,636$;

- тісті тәж ені $b = 660$ мм;

- атанақтағы кедергі моменті $M'_C = 1137789$ Н·м және динамика коэффициенті $k_{дл} = 1,427$;

- іске қосу кезінде максималды жүктеуі $M_{12cp} = 1985140$ Н·м және динамика коэффициенті $k_{дз} = 2$.

Ендіру дәрежесі: Қ.И.Сәтбаев атындағы ҚазҰТУ 050712 – «Машина жасау» мамандығы бойынша студенттерді дайындауға оқу үрдісінде іске асырылып және зерттеу нәтижелерін өндіріске ендірілген.

Қолдану аймақтары: цемент, гипс және басқа өндірістерде тиімді кеңдерді ұсақтауда тау-кең – байыту өндірісінде қолданады.

Жұмыс негізі: динамика коэффициентін есептеу және әртүрлі жетек режимінде тісті ілінісудің жүктеу моментін есептеуге мүмкіндік беретін динамикалық параметрлер негізінде шарлы диірмен жетек динамикасын есептеу әдісін ұсынамыз.

Зерттеу объектісі дамуы бойынша болжаулары: шарлы диірмен жетектің тісті ілінісуінің төзімділігін жоғарлату әдістерін ары қарай дамуы болып табылады.

Summary

Sushkova Olga

Increasing the service life of the drive ball mill under dynamic loading

05.05.06 - Mining Machinery

This thesis examined the problem of increasing the service life of the drive ball mill under dynamic loading and their solutions.

Objective. Increasing the service life of the drive ball mill under dynamic loading.

Research methods. The paper used: an analytical review and scientific generalization of the previous studies, theory of depreciation and the reliability of gears drive ball mills; study dynamics of the drive and the influence of dynamic loading on the wear gear was carried out using a complex methodology.

Results are the following:

- The analysis of ball mills for grinding ore materials. The types of operation of the mill, the impact of modes of operation of ball mills for their dynamics, ie high-speed modes and kinematics of the movements. The characteristic destruction gears drive ball mills, and the types of damage in service.

- The technique of determining the forces and loads on the drum and bearings ball mills with a drive ring gear on the drum. Based on analysis of the interaction of material loading to the inner surface (lining) drum, determined force of pressure and friction of the weight load, the centrifugal forces of inertia and the forces of the dynamic pressure on the inner surface of the drum.

- Set conditions for the occurrence of vibration drum corps, the frequency of application of the forces that cause vibration and dynamic loading gear rim on the drum mill with the drive gear.

- Methodical approaches to the compilation of computational models of ball mills, as machine units with electric drive, and the equations describing their motion, which takes into account their mechanical characteristics of the workers and the most important parameters affecting the conditions of motion and loading.

- Considered design of the control of ball mills, compiled summarizing the computational scheme, and described a dynamic model that takes into account the elastic properties of the drive to transient regimes of motion. The conditions of excitation in the elastic drive system, ball mills parametric oscillation when specifying the different laws of changing the driving moment of the loading drive.

- The parameters of gears associated with the wear and tear; estimates of structural elements drive ball mills, as well as calculation of mass and weight of individual parts of the drive shafts, clutches, wheels, and their dynamic characteristics.

- Experimental studies on surface-plastic deformation, shows a graph of the hardness of the surface hardening of the applied forces and modes of treatment. The calculation of gearing in a program APM Win Machine Module ARM Trans.

- The results of the study suggested engineering method for calculating gear in heavy-duty gear drive ball mill. The expected economic effect of the introduction can make 1,128,960 tenge per installation.

Basic design, technological, technical and operational characteristics of the ball mill drum 3200x3100:

- inner diameter of the drum (no lining) $D = 3,2$ m,
- inside length of drum (no lining) $L = 3,1$ m,
- the number of revolutions per minute drum $n_{\delta} = 19,8$ rpm,
- the mass of the mill without grinding media and other devices 92.000 kg, ball load mass $m_{ul} = 52.000$ kg,
- crown: $z = 278$, $m = 16$, material - 35L and hardness $HB = 137-167$;
- shaft gear: $z = 22$; $m = 16$, material - 34XH1M, HB 255 - 321; gear $u_{21} = 12,636$,
- Width of the ring gear $b = 660$ mm;
- moment of resistance on the drum $M_c^l = 1137789$ N • m and a dynamic factor $k_{oII} = 1,427$,
- the maximum load at start-up $M_{12cp} = 1985140$ N • m and a dynamic factor $k_{o3} = 2$.

Degree of implementation: results of a study submitted for introduction in the production and implemented in the learning process in preparing students for a specialty 050712 - "Engineering" in KazNTU K.I.Satpayev.

Applications: Mining and processing industry, for grinding of minerals, cement, gypsum, etc.

Significance of the work is to propose methods of calculating the dynamics of the drive ball mill based on dynamic parameters that allow to establish the time of loading gear at various modes of operation of the drive and calculate the dynamic factor.

Forecast assumptions about the development of the object of investigation are to further develop ways to improve the wear resistance of gears drive ball mills.