

М 444244

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

На правах рукописи

РЯБОВ Геннадий Кондратьевич

УДК 621.855

**РАЗРАБОТКА ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ
НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ЦЕПНОГО
ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ПРИВОДЕ**

**Специальность 05.02.02 — Машиноведение
и детали машин**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

**диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук**

Москва 1985

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

На правах рукописи

РЯБОВ Геннадий Кондратьевич

УДК 621.855

РАЗРАБОТКА ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ
НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ЦЕПНОГО
ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ПРИВОДЕ

Специальность 05.02.02 — Машиноведение и детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук

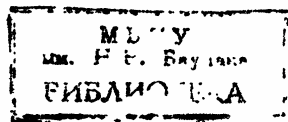
НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана



1444344

Рябов Г. К. Разработка теории

Москва 1985



Работа выполнена во Владимирском политехническом институте.

Официальные оппоненты:

**Заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, доктор технических наук,
профессор**

И. И. Ивашков.

**Заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, доктор технических наук,
профессор**

Г. С. Маслов.

Доктор технических наук

В. А. Умняшкин.

Ведущее предприятие — Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-технологический институт угольного машиностроения (г. Москва).

Защита состоится « » 1986 г. на заседании специализированного совета Д053.15.06 «Машиностроение» Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005 Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, направлять по адресу: 107005 Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, специализированный ученый совет Д053.15.06 «Машиностроение», кафедра К-3.

Ученый секретарь совета

кандидат технических наук, доцент

В. А. ГАЛАШИН.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Приводными роликовыми цепями ежегодно оснащаются свыше 8 млн. машин, а общий парк таких машин в стране исчисляется десятками миллионов. Применение цепей с каждым годом возрастает. Так, если в 1972 году выпуск приводных цепей составил 50 млн. метров, то в настоящее время годовой их выпуск превышает 80 млн. метров, на что ежегодно затрачивается свыше 100 млн. рублей.

Однако такой объем их расхода намного превышает рациональные нормы, так как примерно $50 \div 60\%$ выпускаемых цепей используется в качестве запчастей, что создает их значительный дефицит. Это обусловлено, помимо других причин, преждевременным выходом цепей из строя. При этом срок их службы чаще всего ограничивается нарушением цепного зацепления, а также усталостным их разрушением из-за действия динамических сил, возникающих в передаче.

Между тем, как показывают исследования, при проектировании по существующим справочным рекомендациям далеко не всегда обеспечивается оптимальный выбор параметров передачи, способствующих наибольшей долговечности цепи. При этом, если учесть, что снижение срока их службы и увеличение расходов хотя бы на один процент приводит к ежегодным излишним затратам более чем на 1 млн. рублей, то разработка новых научно обоснованных рекомендаций по повышению долговечности цепей имеет важное народнохозяйственное значение.

Помимо этого, развитие методов расчета прочности, долговечности машин предусмотрено координационным планом научных исследований по естественным и общественным наукам АН СССР (Код. 1.10.2.4), а также решением комитета по научно-техническому сотрудничеству стран-членов СЭВ (Код. 1.35.СЭВ).

Кроме того, 35 млн. метров приводных цепей расходуется на комплектацию сельскохозяйственных машин и в качестве запчастей к ним: Из-за их отсутствия зачастую простаивают

высокопроизводительные машины. В связи с этим повышение долговечности цепей будет способствовать успешному решению Продовольственной программы, поставленной майским (1972 г.) Пленумом ЦК КПСС.

Целью работы является разработка научно обоснованных рекомендаций, способствующих повышению долговечности приводных роликовых цепей и более рациональному их использованию в народном хозяйстве.

Методами исследований являются:

1. Численный метод определения геометрических параметров зацепления с помощью аналитических функций эквидистанты с использованием ЭВМ.

2. Математические модели (в матричной форме) силового взаимодействия элементов зацепления, учитывающие их упругие деформации.

3. Аналитические методы исследования динамических процессов на основе теории колебаний с использованием АВМ и ЦВМ.

4. Экспериментальные методы исследования динамики цепных передач с помощью радиопередатчиков, устанавливаемых в цепи, специальных датчиков ударных импульсов, тензометров, наклеиваемых на отдельных элементах привода, и других специальных устройств, разработанных автором.

5. Методы теории оптимизации и, в частности, использование целевых функций и др.

Научная новизна.

1. Установлена новая закономерность расположения цепи на звездочке. Выявлены 3 сектора зацепления: силовой, переходный и тыльный. Определены условия, при которых шарниры в силовом и тыльном секторах не перемещаются по зубьям и в зацеплении создается «замок».

2. Доказано, что силовой сектор или число зубьев, передающих нагрузку при новой цепи, не превышает $3 \dots 7$. Установлен закон распределения нагрузки по зубьям силового сектора. Показано, что максимальная сила, действующая на зуб, существенно выше той, которая считалась раньше.

3. Разработана новая методика геометрического и силового расчета цепного зацепления с использованием ЭВМ. Выявлена возможность повышения ресурса цепного зацепления путем увеличения коэффициента высоты зубьев в зависимости от отношения шага цепи к диаметру роликов.

4. Уточнена теория удара в зацеплении. Установлено изменение скорости удара по мере износа цепи, выявлено относительное движение звеньев при ударе и на основе его определена приведенная масса ветви цепи, участвующая в ударе. Исследовано влияние упругих элементов привода и смазки на силу удара.

5. Решена задача вынужденных колебаний привода в общем виде с учетом всех возмущений, создаваемых цепной передачей, и динамических характеристик трансмиссий в целом. Разработан алгоритм минимизации динамических нагрузок, действующих на пластины цепи.

6. Исследована динамика цепной передачи с качающейся осью ведомой звездочки (мотоциклы). Выявлена оптимальная схема, обеспечивающая снижение дополнительных динамических нагрузок и постоянство натяжения холостой ветви. Составлена программа ее расчета на ЭВМ.

7. Разработана система автоматизированного проектирования цепных передач с оптимальным выбором числа зубьев звездочек, шага цепи и других параметров.

Совокупность положений, сформулированных и обоснованных в работе, автор представляет как новое перспективное направление, нацеленное на создание системного подхода к проектированию цепных передач с использованием возможностей современной вычислительной техники.

Практическая ценность.

1. Использование новой закономерности расположения цепи на звездочке, выявленной в работе, дает возможность правильно выбрать параметры передачи, обеспечивающие минимальный износ цепи и звездочки.

2. Применение разработанных методов геометрического и силового расчета зацепления обеспечивает более обоснованный анализ различных профилей зубьев. Так, в частности, эти методы были использованы ЦКБ ЦП и У (ВНИИПТ-УГЛЕМАШ) при подготовке заключения по проекту стандарта СЭВ (автор ЧССР) на звездочки для приводных и втулочных цепей с последующей разработкой рекомендаций по повышению ресурса цепного зацепления. Утвержденный стандарт СЭВ 2641-80 с предложенными рекомендациями через изменения № 3 введен в ГОСТ 591-69.

3. Учет выявленных закономерностей изменения скорости удара в зацеплении и ударной нагрузки по мере износа цепи

в зависимости от условий смазки и наличия упругих элементов дает возможность разработать рекомендации по повышению стойкости роликов и втулок.

4. Внедрение разработанных предложений по проверке прочности роликов и втулок в требования стандарта будет способствовать повышению качества выпускаемых цепей и более рациональному их применению.

5. Использование предложенных методов минимизации динамических нагрузок позволяет увеличить долговечность цепи.

6. Внедрение в производство разработанной в работе автоматизированной системы проектирования цепных передач будет обеспечивать в соответствии с предъявляемыми к ним требованиями выбор оптимальных параметров, способствующих повышению долговечности цепей и более рациональному их использованию.

7. Разработанные конструкции радиопередатчика, датчика ударных импульсов, токосъемного устройства и других экспериментальных установок могут быть использованы при измерениях динамических характеристик как в цепных передачах, так и в других, подобных им, устройствах.

Реализация результатов работы.

1. Предложенные значения коэффициентов высоты зубьев введены в ГОСТ 591-69 в качестве изменений № 2 Постановлением Госстандарта № 2400 от 16.06.82 (см. ИУС № 10, 1982 г.). Это исключает заострение зубьев звездочек, повышает долговечность цепей и обеспечивает ежегодную их экономию на сумму, превышающую 1 млн. рублей (см. акты внедрения ВНИИПТУГЛЕМАШа от 11.04.83 и 17.04.79).

2. Результаты исследований неравномерности движения ведомых частей цепной передачи послужили основой для разработки испытательного стенда для завода автотракторного оборудования с годовой экономической эффективностью 100 тыс. рублей (см. акт внедрения от 11.01.79 г.).

3. Разработанная методика проектирования цепных передач с качающейся осью ведомой звездочки используется во ВНИИМОТОПРОМЕ (г. Серпухов), на Минском мотозаводе и на Ковровском заводе им. В. А. Дегтярева с годовой экономической эффективностью 30 тыс. рублей (см. акт внедрения ЗИД от 25.10.77).

4. Полученная автором величина приведенной массы ветви цепи, участвующей в ударе при зацеплении, использована институтом механики металлополимерных систем АН БССР (г. Гомель) в формулах для расчета на прочность пластмассовых звездочек (см. «Вестник машиностроения», 1976, № 11, с. 32—37), а также в Англии в Ньюкаслском университете при расчетах угловых ускорений звездочек (см. Экспр.-инф. «Детали машин», 1979, № 22).

5. Разработанная конструкция датчика угловых ускорений применяется в научно-исследовательской лаборатории Ньюкаслского университета (Англия) при испытаниях цепных передач и, в частности, для изучения влияния смазки на силу удара в цепном зацеплении (см. экспр.-инф. «Детали машин», 1979, № 22).

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались:

1) на IV и VI Всесоюзных научно-технических конференциях по управляемым и автоматическим приводам и передачам гибкой связью (г. Одесса, 1972, 1980 гг.);

2) на научно-технической конференции ВУЗов Урала по машиностроению (г. Ижевск, 1971 г.);

3) на IX, X, XVIII итоговых научно-технических конференциях Ижевского механического института и НТО Машпрома в 1966, 1967, 1975, 1975 гг.;

4) на заседаниях кафедры «Детали машин и ПТМ» ИМИ в 1965, 1966, 1967, 1979, 1981 гг.;

5) на заседании кафедры «Детали машин» Пермского политехнического института в 1967 г.;

6) на заседании секции цепных передач и устройств научно-технического совета ВНИИПТУГЛЕМАШа в 1967 г.;

7) на заседании кафедры «Техническая механика» Краснодарского политехнического института с участием ГKB цепных передач в 1967 г.;

8) на итоговых научно-технических конференциях Владимирского политехнического института в 1976, 1977, 1978, 1980, 1983 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 50 научных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложений, изложенных на 300 страницах, включающих 109 рисунков, 24 таблицы, 200 библиографических наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава 1. Исследование цепного зацепления

В 1.1 проанализированы существующие теории по цепному зацеплению. Указаны их недостатки. Отмечено отсутствие единого подхода к определению предельно допустимого износа цепи, что приводит к расхождению результатов до 1,5 раза. Показана необходимость использования расчета по предельным размерам на $\max$ и $\min$ из-за массового применения цепных передач и вероятности появления любого сочетания размеров и, в т. ч. самого наихудшего, что требует полного, т. е. стопроцентного обеспечения надежности зацепления.

Обращено внимание на условность принятия закона геометрической прогрессии применительно к распределению сил в зацеплении. Указано, что это приводит, во-первых, к занижению сил давления на зубья, во-вторых, к выводу о том, что для обеспечения устойчивого положения цепи на звездочке всегда необходимо прикладывать определенное усилие со стороны холостой ветви. Показано, что этот вывод при углах обхвата звездочек, превышающих 120° , не подтверждается как практикой эксплуатации цепных передач, так и экспериментальными данными, полученными в различных организациях.

В 1.2 показано расположение цепи по звездочке, полученное в результате исследований (рис. 1).

Угол α обхвата звездочки состоит из 3-х секторов: силового (α^N), переходного (α^n) и тыльного (α^x). Нагрузка рабочей ветви воспринимается зубьями силового сектора. Нагруженные шарниры $1 \div 4$ (рис. 1) в этом секторе занимают установившееся положение и по зубьям не перемещаются. Число одновременно нагруженных зубьев в общем случае зависит в основном от числа и профиля зубьев звездочки и степени износа цепи и находится в интервале $3 \div 7$ при новой цепи. При изношенной цепи оно увеличивается примерно на $1 \div 3$ зуба (см. 1,7).

Перемещение шарниров $5 \div 7$ (рис. 1) с рабочей поверхности зубьев на их тыльную сторону начинается на переходном участке, где передаваемая нагрузка на них не действует и их относительное движение не сопровождается существенными потерями энергии, износом зубьев и шарниров. Мини-

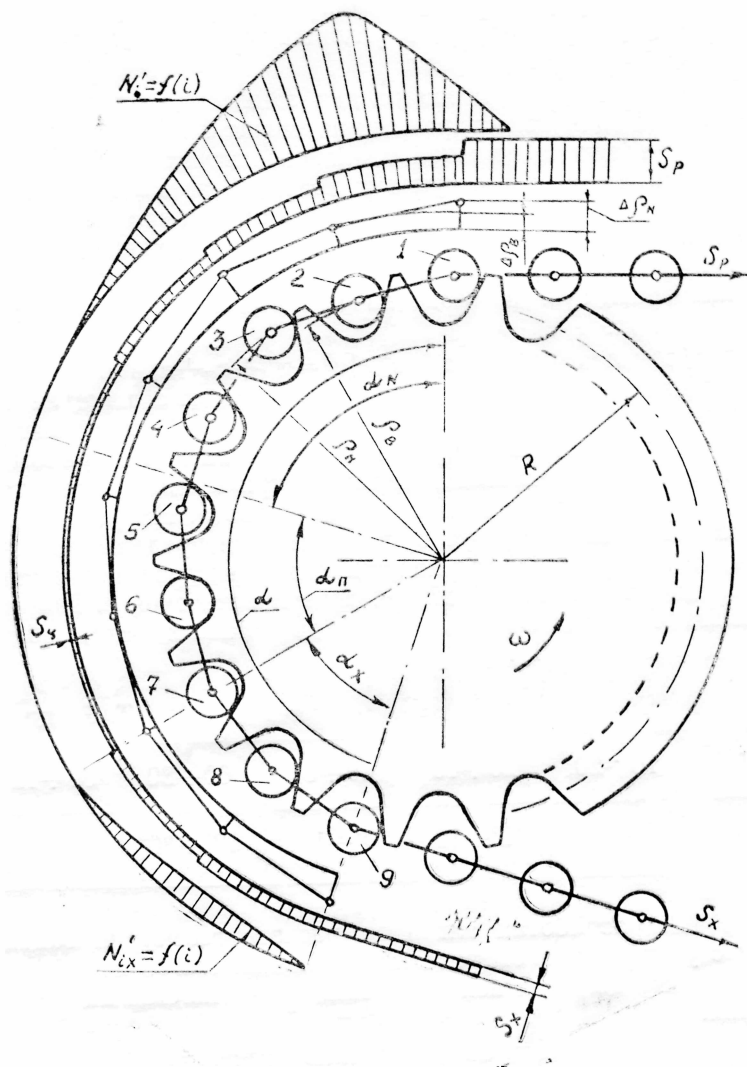


Рис.1

мальное значение переходного участка α^n определяется степенью износа цепи, числом и профилем зубьев звездочки и составляет примерно $2 \div 3$ угловых шага на малых звездочках и $3 \div 4$ — на больших.

Участок тыльного зацепления занимает, как правило, незначительный угол α^x , равный примерно $1 \div 3$ угловым шагам. Это обусловлено большой податливостью цепи при малых ее натяжениях, соответствующих холостой ветви. На этом участке шарниры $8 \div 9$ (рис. 1) занимают установившееся положение и по зубьям не перемещаются. Изложенная картина (рис. 1) подтверждена осциллограммами нагружения пластин цепи и зубьев звездочки, полученными в различных организациях.

При углах обхвата $\alpha \geq [\sigma] = \alpha^N + \alpha^n + \alpha^x$ наблюдается устойчивое положение цепи на звездочке, т. е. изменение сил натяжения рабочей S_p и холостой S_x ветвей не сказывается на расположение шарниров на зубьях, так как в данном случае эти силы уравниваются внутри звездочки реакциями зубьев, и в зацеплении получается «замок». Нарушение такого зацепления наступает при достижении предельно допустимого износа цепи, когда контакт отдельных роликов начинает выходить за пределы рабочей поверхности зубьев. Получены числовые значения минимально допустимых углов обхвата звездочек (табл. 1).

Таблица 1

Z	10 ÷ 20	20 ÷ 40	40 ÷ 60	60 ÷ 80	80 ÷ 120
[α]	120° ÷ 150°	100° ÷ 120°	80° ÷ 100°	60° ÷ 80°	50° ÷ 60°

В 1.3. разработан алгоритм расчета геометрии зацепления с учетом закономерностей изменения шагов цепи и звездочки в процессе их износа, а также неточностей их изготовления.

В 1.4. получены аналитические функции эквидистант зубьев звездочек, выполненных по ГОСТ 591-69. Составлена программа расчета по ним.

В 1.5. на основе расчетов радиусов-векторов «наружных» шарниров R_n , располагаемых ближе к вершине зубьев, и

«внутренних» P_B , размещаемых ближе к впадине (рис. 1), предложены следующие упрощенные формулы:

$$P_H = R + (0,19 \div 0,21) Z \cdot \Delta t_c; \quad P_B = R + (0,09 \div 0,11) Z \cdot \Delta t_c, \quad (1)$$

где R и Z — радиус делительной окружности и число зубьев звездочки; Δt_c — увеличение среднего шага цепи. Изменение числовых коэффициентов в указанных диапазонах здесь обусловлено переменным углом заострения зубьев, предусмотренным ГОСТ 591-69.

В 1.6 учтено влияние рассеяния шагов цепи и звездочки. Показано, что, помимо точности изготовления цепи, разноразмерности наружных и внутренних звеньев в шаге из-за износа, на рассеяние положения шарниров на зубьях существенное влияние оказывают погрешности изготовления звездочек по шагу, а также рассеяние шагов звеньев изношенной цепи из-за нестабильности термообработки.

В 1.7. рассмотрена устойчивость расположения цепи на звездочке на основе силового взаимодействия в зацеплении. Составлена его математическая модель в виде системы уравнений.

В 1.7.1 указанная система применительно к новой цепи приведена к виду

$$\begin{vmatrix} A & -BД & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ C & АД & -BД^2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ C & CD & АД^2 - BД^3 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ C & CD & CD^2 & CD^3 \dots АД^{n-2} - BД^{n-1} & \dots & \dots & \dots \\ 1 & 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} N_1^1 \\ N_2^1 \\ N_3^1 \\ \dots \\ N_{n-1}^1 \\ N_n^1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ \dots \\ 1 \\ E \end{vmatrix} \quad (2)$$

Здесь $A = \cos\varphi + f\sin\varphi + K\delta\cos\alpha z \cos(\alpha z + \varphi)$; $B = K\delta\cos\varphi$;

$C = \cos\varphi + f\sin\varphi$; $D = \cos\alpha z$; $K\delta = \delta_2/\delta_1$; $N_i^1 = N_i/Sp$;

$E = \cos 0,5\alpha z / [\cos\varphi + 0,5\alpha z] + f\sin(\varphi + 0,5\alpha z)$].

В свою очередь N_i — сила нормального давления на i -ый зуб; Sp — сила натяжения рабочей ветви; αz — угловой шаг звездочки; φ — угол заострения зубьев в точке контакта; f — коэффициент трения; δ_1 — суммарная податливость контакта валика со втулкой и пластин одного звена при растяжении; δ_2 — общая податливость системы валик — втулка — ролик — зуб, определяемая контактными перемещениями в шарнире и изгибными деформациями зуба; i — порядковый номер зуба от наиболее нагруженного.

Порядок системы (2) определяется числом n одновременно нагруженных зубьев. Показано, что это число $n=3\div 7$ и зависит от количества Z зубьев звездочки. Приведены осциллограммы, подтверждающие достоверность расчетных значений, получаемых по системе (2).

В 1.7.2 рассмотрено силовое взаимодействие звездочки с изношенной цепью. Выведены формулы и разработана методика расчета.

В 1.8 получена формула предельно допустимого увеличения среднего шага Δt_c цепи по износу.

$$[\Delta t_c/t] = 250[1,75Kh - t_q(\pi/2Z)]/Z - 50[(\Delta t_n + \Delta t_3 + t_s + \Delta t_{\text{ив}}^B)/t], \quad \% \quad (3)$$

Здесь Kh — коэффициент высоты зубьев (см. ГОСТ 591-69); Δt_n — допустимое отклонение шага новой цепи (см. ГОСТ 13568-75); Δt_3 — допуск на разность шагов звездочки (см. ГОСТ 591-69); Δt_s — разность деформаций наружных и внутренних звеньев, получаемая при переходе от нагрузки измерения к рабочей нагрузке; $\Delta t_{\text{ив}}^B$ — верхнее отклонение шага цепи, связанное с неравномерным износом из-за нестабильности термообработки.

Проанализировано влияние точности изготовления звездочек по шагу, стабильности термообработки отдельных элементов и коэффициента высоты зубьев на предельно допустимый износ цепи. Показана целесообразность повышения долговечности цепи путем увеличения коэффициента высоты зубьев.

В 1.9 исследована возможность повышения предельно допустимого износа цепи при использовании звездочек, выполненных по ГОСТ 591-69. Вскрыты причины заострения зубьев, нарезаемых с шагом 9,525 и 12,7 мм. Показана необходимость назначения коэффициента высоты зубьев в зависимости от отношения шага цепи к диаметру ее роликов (t/D). Вычислены оптимальные значения этого коэффициента (табл. 2), которые введены в ГОСТ 591-69 в качестве изменений № 2.

Таблица 2

Коэффициенты высоты зубьев

t/D	от 1,4 до 1,5	от 1,5 до 1,6	от 1,6 до 1,7	от 1,7 до 1,8	от 1,8 до 2,0
t, мм	9,525 12,7	8,0; 9,525 15,875 19,05 25,4 63,5	12,7 31,75	38,1 44,45 50,8	9,525
Kh	0,48	0,532	0,555	0,575	0,565

Рассмотрена возможность нарезания корригированных звездочек с целью повышения долговечности цепи, а также для создания нового вида цепных волновых передач. В приложении показаны схема устройства, общий вид и результаты испытаний такой передачи.

Глава 2. Исследование удара в цепном зацеплении

В 2.1 обращено внимание на определение силы удара N в ранее проведенных исследованиях по формуле $N = KNV\sqrt{m}$, составленной для одномассовой динамической модели, в которой V — нормальная составляющая скорости удара; m — приведенная масса ветви, участвующая в ударе; c — приведенная жесткость соударяющихся элементов; KN — коэффициент демпфирования.

Указано, что в этой формуле не учитывается различие в скоростях удара «наружных» и «внутренних» шарниров, хотя это наблюдается при измерениях ударных нагрузок, а также проявляется в преждевременном разрушении «наружных» шарниров.

Отмечено большое расхождение в величинах, принимаемых за приведенную массу ветви m , которая по существующим работам может колебаться от 0,65 до 12 масс звена, что может приводить до 4-кратных ошибок при расчетах сил удара. Замечено, что в расчетных схемах масса звездочки принимается за неподвижную опору, что не позволяет

учесть влияние упругих элементов, используемых для снижения динамических нагрузок.

Указано отсутствие достоверных теоретических методов расчета жесткости с шарниров. Показана необходимость экспериментального ее определения. Приведены сведения, свидетельствующие об изменении коэффициента демпфирования KN в широких пределах в зависимости от состояния смазки и скорости удара. Указано отсутствие этих данных при работе передачи всухую, при периодической смазке, а также при использовании консистентной смазки. Показана разноречивость имеющихся эмпирических формул для расчета силы удара.

Рассмотрены методы обеспечения прочности роликов и втулок. Указано, что формулы, основанные на кинетической энергии удара, не учитывают влияние вязкости смазки и упругих элементов. Показана целесообразность использования методов, исходящих из напряженного состояния роликов и втулок. Обращено внимание на большое рассеяние прочностных характеристик этих элементов, что обусловлено отсутствием в технических требованиях ГОСТ 13568-75 проверки прочности роликов и втулок.

Показана разноречивость имеющихся формул по определению ударных сил, действующих на пластины цепи. Указано, что они не учитывают волновые процессы в цепи, частота которых соизмерима с частотой действия ударных импульсов. Отмечено отсутствие данных по скорости распространения ударной волны в приводных цепях.

В 2.2 получены формулы для скорости удара «наружных» и «внутренних» шарниров. Проанализирована их зависимость от степени износа цепи. Показана область, где для повышения долговечности «наружных» шарниров целесообразна перекладка цепи с поворотом ее на 180° так, чтобы «наружные» и «внутренние» шарниры поменялись своими ролями.

В 2.3 определена приведенная масса ветви, участвующая в ударе. Она составляет теоретически 1,67 массы звена. С учетом трения в шарнирах в зависимости от состояния трущихся поверхностей, длины рабочей ветви и ее натяжения рекомендовано ее принимать в интервале $1,67 \div 2,0$ масс звена.

В 2.4 получена экспериментальная зависимость жесткости шарниров. Исследованы их демпфирующие свойства через коэффициент восстановления при ударе. Определены коэффи-

циенты снижения силы удара при периодической смазке, которые в зависимости от скорости удара V находятся в интервале $0,52 \div 0,62$. Отмечено трехкратное снижение силы удара при переходе от капельной смазки к струйной смазке ведущей ветви маслом высокой вязкости. Значительное снижение силы удара (на порядок и более) замечено при переходе на густую смазку при малых частотах вращения звездочки, что обусловлено сохранением масляной пленки в стыках сопрягаемых поверхностей в процессе удара.

В 2.5 составлена расчетная схема и математическая модель с учетом упругости валов и других элементов. Исследовано их влияние с помощью АВМ. Зафиксирована продолжительность удара в зацеплении в $(1,0 \div 3,0) \cdot 10^{-4}$ с. Отмечено максимальное снижение (28%) силы удара при использовании звездочек с податливыми зубьями. Достигнуто снижение ударных нагрузок до 8,7% при постановке упругих элементов непосредственно между зубчатым венцом и ступицей.

Показано, что при больших массах звездочки и жестко присоединенных к ней частей влияние упругости элементов на силу удара невелико и при расчетах оно может не учитываться. Тогда формула для определения ударных нагрузок N в случае новых и малоизношенных цепей и звездочек, выполненных по ГОСТ 591-69, при периодической смазке и скоростях удара, не превышающих 2,5 м/с, приобретает вид

$$N = (43,5 \div 49,0) \cdot n t^2 \sqrt{q} \sin(240^\circ/Z + 35^\circ), \text{ кН}, \quad (4)$$

где n — частота вращения звездочки в мин^{-1} ; t — шаг цепи в м; q — погонный вес цепи в кН/м . Разброс числового коэффициента в формуле (4) связан с изменением приведенной массы ветви, участвующей в ударе (см. 2.3 и гл. 3).

Достоверность формулы (4) подтверждена опытными данными, полученными в различных организациях. Приведены осциллограммы силы давления на зубья, из которых видны статическая и динамические составляющие. Показан ступенчатый характер изменения ударной нагрузки, связанный с выбором зазора между роликом и втулкой.

В 2.6 рассмотрено обеспечение стойкости роликов. Показано, что основной причиной их поломки являются напряжения изгиба от ударов в зацеплении. Получены зависимости предельно допустимой скорости удара в зацеплении от конструктивных размеров и прочностных характеристик роли-

ков. Выявлено, что при всех прочих равных условиях прочность свертных роликов на $10 \div 15\%$ ниже прочности целых, изготовленных из трубы. Рекомендовано для повышения прочности роликов уменьшать зазор между роликом и втулкой.

Разработан метод определения предельно допустимой скорости удара в зацеплении по статической разрушающей нагрузке роликов на сжатие. Отмечен большой разброс прочности роликов отечественного производства. Предложено ввести в технические требования стандарта проверку статической прочности роликов.

В 2.7 определена теоретически и проверена экспериментально скорость а распространения ударной волны в приводных цепях. Установлено, что, помимо типоразмера цепи, она зависит от натяжения ветви. При рабочих натяжениях $a = 1100 \div 1400$ м/с.

В 2.8 исследовано действие ударов в зацеплении на пластины цепи. Выведена формула для определения динамических сил P_y с учетом периодичности их действия и волновых процессов в цепи.

$$P_y = (1,29 \div 1,42) \xi_p \cdot \beta \cdot \omega t^2 \sqrt{q c_1 / g l}, \text{ кН}, \quad (5)$$

где t — шаг цепи в м; q — погонный вес цепи в кН/м; ω — угловая скорость вращения ведущей звездочки в рад/с; c_1 — жесткость звена цепи в кН/м (см. 3.2); g — ускорение свободного падения в м/с²; l — длина ветви в м; ξ_p — коэффициент поперечной составляющей скорости удара (при $t/d = 1,6$ и $z = 10 \div 50$ $\xi_p = 1,16 \div 1,24$; β — коэффициент повторности, $\beta = 0,5 / |\sin(\pi^2 a / Z \cdot \omega \cdot l)|$; a — скорость распространения упругой волны в цепи в м/с; Z — число зубьев звездочки.

При резонансных скоростях вращения $\omega = \pi a / \chi \cdot z \cdot l$, где $\chi = 1, 2, 3, \dots$ (целые числа), наблюдается некоторое возрастание динамических нагрузок. Коэффициент повторности при этом определяется по формуле $\beta = a / 2l \pi \chi$, где $\chi = T_3 a / 2l$, T_3 — период зацепления; π — коэффициент вязкого сопротивления цепи колебаниям, определяемый по логарифмическому декременту затухания колебаний в цепи.

Достоверность формулы (5) подтверждена опытными данными автора и других исследователей.

Глава 3. Исследование крутильных колебаний в приводе с цепной передачей

В 3.1 проанализированы ранее проведенные исследования. Указано на отсутствие работ, учитывающих периодическое действие ударных импульсов в зацеплении. Обращено внимание на разрывы цепей в спортивных мотоциклах. Рассмотрены конструкции, патенты и исследования передач с качающейся осью ведомой звездочки. Показаны недостатки используемых схем.

В 3.2 проанализированы имеющиеся формулы для расчета провисающих ветвей цепной передачи. Показаны их недостатки. Предложена новая зависимость жесткости звена от шага цепи и ее натяжения. Выведена формула для расчета жесткости ветви с учетом ее провеса, угла наклона и податливости звеньев.

Выявлено существование критического натяжения S_0 , при превышении которого ветвь принимает прямолинейную форму из-за действия трения в шарнирах.

$$S_0 = ql^2 \cos \delta / 24fd, \text{ кН}; \quad (6)$$

здесь q — погонный вес цепи в кН/м; l — длина ветви в м; d — диаметр валиков в м; f — коэффициент трения между валиком и втулкой; δ — угол наклона прямой, соединяющей точки подвеса ветви. Отмечена соизмеримость S_0 с рабочим натяжением.

В 3.3 определены динамические характеристики привода с цепной передачей. Показано, что в типовых конструкциях распределенная масса цепи по сравнению с другими сосредоточенными массами несоизмеримо мала и ее учет не приводит к существенному повышению точности расчетов.

Составлена программа определения собственных частот свободных крутильных колебаний привода с использованием ЭВМ по методу Хольцера и Толле. Приведены примеры расчета для четырехмассовой системы. Построены с помощью ЦВМ и АВМ формы колебаний и амплитудно-частотная характеристика привода. Вычислены коэффициенты динамичности нагрузки в цепи от единичных кинематических возмущений в зависимости от угловой скорости вращения ведущей звездочки.

В 3.4 на специальной установке исследованы кинематические возмущения, возникающие в цепной передаче. Получе-

ны диаграммы кинематических погрешностей привода. Амплитуда угловых отклонений ведомых частей из-за кинематических погрешностей

$$\Delta \varphi_0 = \Delta L_0 / R_2, \quad \text{где} \quad (7)$$

$$\Delta L_0 = 0,25 \sqrt{2(0,5\Delta t_{11})^2 + (0,5\Delta t_{31})^2 + (0,5\Delta t_{32})^2} + 0,5 \sqrt{e_1^2 + e_2^2 + \Delta z + 0,5\Delta l};$$

$$e_1 = 0,5\Delta R_1; \quad e_2 = 0,5\Delta R_2; \quad \Delta l = \Delta l_c \sqrt{m/mc};$$

Δt_{11} — погрешности в шаге цепи в мм; Δt_{31} — погрешности в шаге звездочек в мм; Δl — погрешность длины рабочей ветви в мм; m — число звеньев в рабочей ветви; mc — число звеньев в отрезке цепи, измеряемой по стандарту; Δl_c — стандартный допуск на отклонение длины указанного отрезка; Δz — полигональный эффект в мм.

Показано, что на кинематические возмущения с наименьшей частотой, соответствующей времени пробега звена по цепному контуру, накладываются колебания от эксцентриситета звездочек, разноразмерности звеньев из-за износа и полигонального эффекта. Указано, что амплитуда Δz на два порядка меньше остальных, соизмеримых между собой факторов.

В 3.5 составлена система дифференциальных уравнений крутильных колебаний привода под действием кинематических возмущений и ударов в зацеплении. Разработаны методы ее решения на ЭЦВМ и АВМ. Проанализированы числовые значения составляющих амплитуду колебаний ведомых частей и динамических нагрузок в цепи в зависимости от точности изготовления звездочек и степени износа цепи. Показано увеличение неравномерности вращения ведомых частей и динамических нагрузок со снижением точности изготовления звездочек и износом цепи. Указано, что основной составляющей (примерно 70%) динамических сил, действующих на пластины цепи, являются ударные нагрузки.

В 3.6 разработана методика проектирования цепных передач с качающейся осью ведомой звездочки (мотоциклы). В основу проектирования заложены: минимизация динамических нагрузок и исключение соскакивания цепи с звездочек.

Минимизация динамических сил обеспечивается по безразмерному параметру u , определяющему кинематические возмущения в передаче (рис. 2а).

$$Y = x(n-1)/a - [a - b \cos x - \sqrt{(a-b)^2 - b^2 \sin^2 x}] / \sqrt{a^2 - (n-1)^2}, \quad (8)$$

где $a = A/\chi$; $b = B/\chi$; $Y = \Delta l/A$; $n = R/\chi$, Δl — кинематическое возмущение, приведенное к рабочей ветви, в мм. Рекомендовано подбирать параметры, входящие в формулу (8) (см. рис. 2а), и, в частности, в таком образом, чтобы величина u на участке угла X качания оси ведомой звездочки была минимальной.

Исключение соскакивания цепи со звездочек (спортивные мотоциклы) предусмотрено постановкой натяжной звездочки на неподвижной оси O_3 (рис. 2а), расположение которой предварительно определяется по формуле

$$O_1 O_3 = 2B(B+C) / [(1,8 \div 2,0) B + C]. \quad (9)$$

Здесь числовой коэффициент 1,8 берется при больших передаточных числах и малых натяжных звездочках и коэффициент 2 — при передаточных отношениях, близких к единице, и натяжной звездочке, равной ведущей звездочке. Предварительно выбранные в n и $O_1 O_3$ окончательно уточняются на ЭВМ по специальной программе.

Г л а в а 4. Экспериментальное исследование динамики цепных передач

В 4.1 изложена методика выбора измерительной аппаратуры. Оценена погрешность измерений. Показано стендовое оборудование.

В 4.2 измерены динамические моменты на валах передачи. Зафиксированы периодически возникающие крутильные колебания от ударов в зацеплении. Построены зависимости динамических моментов от передаваемой нагрузки и частоты вращения звездочки, которые подтверждают теоретические положения.

В 4.3 исследованы ударные импульсы в зацеплении и с помощью специального датчика определена приведенная масса ветви цепи, участвующая в ударе.

В 4.4 измерены силы давления на зубья звездочек. Опытные данные свидетельствуют, что нагружение зубьев полно-

стью исчезает в течение $3 \div 7$ периодов T_3 и, что погрешности расчетов по формулам (2) и (4) находятся в пределах $10 \div 15\%$.

В 4.5 разработаны способы измерения нагрузок, действующих на пластины цепи.

Показана схема (рис. 2б) устройства радиопередатчика, который монтировался в специальном звене.

Приведены осциллограммы нагружения пластин цепи, полученные при различных параметрах и режимах работы передач. На рис. 2г показана типовая осциллограмма нагружения пластин цепи с шагом $15,875$ мм в передаче с качающейся осью ведомой звездочки. Здесь ордината P соответствует рабочему натяжению, а P_d — динамической нагрузке.

На рис. 2в представлены величины этих нагрузок в зависимости от угловой скорости вращения ведущей звездочки ω_1 для задней передачи мотоцикла ИЖ-Планета (кривая 1). Получено снижение динамических нагрузок (кривая 2) за счет приближения оси качания маятника к оптимальной точке путем ее смещения вниз по вертикали на 30 мм и к ведущей звездочке по горизонтали на 25 мм. Показаны возможности дальнейшего снижения этих нагрузок за счет дополнительного приближения оси качания маятника к оптимальной точке и за счет постановки упругих элементов на звездочках.

Глава 5. Оптимальное проектирование цепных передач

В 5.1 проанализированы существующие методы проектирования цепных передач. Показаны большие резервы повышения долговечности цепи за счет оптимизации параметров передачи, в частности, чисел зубьев звездочек, шага цепи и уточнения расчетов долговечности ее работы.

В 5.2 составлена целевая функция для оптимизации чисел зубьев звездочек из условия обеспечения наибольшей долговечности цепи. Показана зависимость оптимального числа зубьев, помимо передаточного отношения, от частоты вращения валов, межосевого расстояния передачи, степени точности изготовления цепи и звездочек по шагу и коэффициента высоты зубьев.

В 5.3 составлена и отлажена на ЭВМ программа подбора цепи с минимальной себестоимостью с учетом заданного срока ее службы с последующим расчетом основных параметров передачи. Здесь (рис. 3) i означает индекс участка массива; j — индекс строки массива; $[n]$ — предельно допустимая

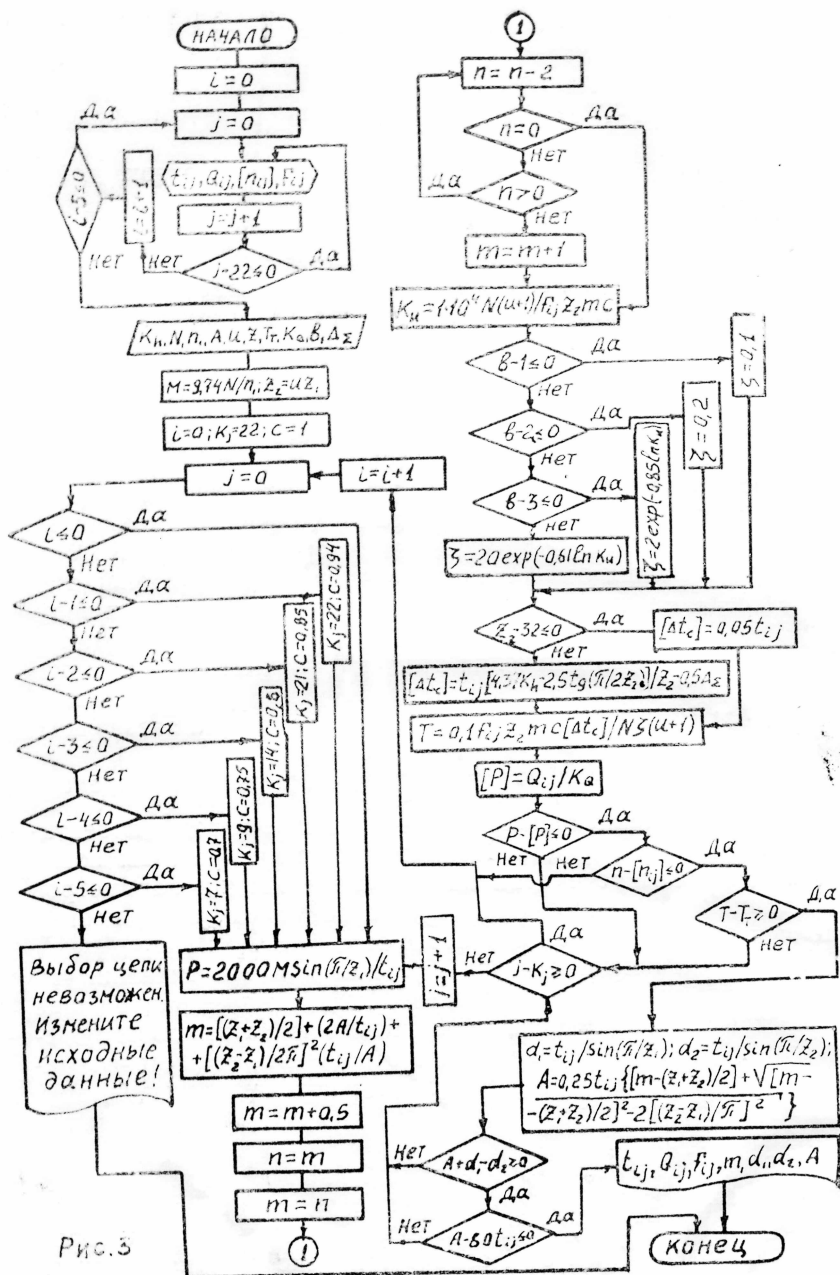


Рис. 3

частота вращения звездочки для подбираемой цепи, мин⁻¹; F — площадь опорной поверхности шарнира цепи, мм²; K_j — предельное значение j в данном участке массива; N — расчетная мощность в квт; n_1 — частота вращения ведущего вала, мин⁻¹; A — межосевое расстояние передачи, мм; u — передаточное отношение; z_1, z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; T_t — требуемый срок службы цепи по износу, ч; K_Q — статический запас прочности цепи; b — параметр, определяющий условия смазки; M — крутящий момент на ведущем валу, кнм; P — рабочее натяжение цепи в кн; m — число звеньев в контуре; $K_{\dot{\epsilon}}$ — критерий износа, кн.м/с.мм²; ϵ — коэффициент износостойкости; T — расчетный срок службы цепи по износу, ч; $[P]$ — допустимое рабочее натяжение цепи в кн; d_1, d_2 — диаметры делительных окружностей звездочек, мм; s — параметр рядности цепи; K_h — коэффициент высоты зубьев; $\Delta \epsilon$ — суммарная приведенная погрешность цепи и звездочки по шагу, мм; $[\Delta t_c]$ — предельно допустимое увеличение среднего шага цепи по износу, мм; p — целое число.

Параметры выпускаемых цепей в память ЭВМ вводятся в виде двумерного массива в строгой последовательности в порядке возрастания разрушающейся нагрузки, площади опорной поверхности шарниров и убывания предельно допустимой частоты вращения звездочки.

В 5.4 предложена методика минимизации нагрузок, действующих на цепь, за счет корректировки чисел зубьев звездочек и других параметров передачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты теоретических и экспериментальных исследований дают основание сделать следующие основные выводы и рекомендации:

1. Надежность зацепления до наступления предельно допустимого износа цепи определяется устойчивостью ее расположения на звездочке, т. е. отсутствием перемещений шарниров по зубьям, находящимся в силовом секторе и на участке тыльного зацепления, независимо от величины и стабильности передаваемой нагрузки. При этом силы натяжения рабочей и холостой ветвей уравниваются реакциями зубьев, находящихся в указанных секторах, в которых создается «замок».

Для обеспечения такого зацепления рекомендуется выполнять угол обхвата звездочек, превышающим минимально допустимое его значение, которое зависит от профиля и числа зубьев, отношения шага цепи к диаметру ее роликов, степени износа цепи, и для звездочек, выполненных по ГОСТ 519-69, не выходит за пределы $120 \div 150^\circ$.

2. В силовом секторе и на участке тыльного зацепления шарниры занимают установившееся положение и по зубьям не перемещаются. Их перемещение наблюдается только на переходном участке.

Установившееся положение характеризуется радиусами расположения «наружных» шарниров, размещаемых ближе к вершине зубьев и «внутренних», располагающихся ближе к впадине, а также параметрами рассеяния этих радиусов, определяемых неточностями изготовления цепи и звездочки и неравномерным их износом.

3. Картина распределения нагрузки по зубьям в определяющей мере зависит от упругих деформаций элементов зацепления. Число зубьев, одновременно воспринимающих натяжение рабочей ветви в силовом секторе звездочки, изготовленной по ГОСТ 591-69, при новой цепи находится в пределах $3 \div 7$ зубьев в зависимости от числа зубьев ведущей или ведомой звездочки независимо от угла ее обхвата. Передаваемая нагрузка и условия смазки на это число влияют незначительно. По мере износа цепи число одновременно нагруженных зубьев возрастает на $1 \div 2$ зуба при $t/d > 1,6$ и на $2 \div 3$ зуба при $t/d \leq 1,6$.

Максимальная сила давления на зубья со стороны «наружных» шарниров по мере износа цепи возрастает, а со стороны «внутренних» — убывает. Эти изменения при сохранении нормальной работы передачи и отсутствии зацепления с «двойным» шагом могут достигать до $20 \div 25\%$. Существующие формулы занимают максимальную силу давления на зубья малых звездочек ($z \leq 20$) до $35 \div 40\%$, а при $z > 20$ — до $3 \div 4$ раз.

4. Предельно допустимый износ цепи, обусловленный выходом точки контакта отдельных шарниров за пределы рабочей поверхности зубьев, помимо числа и высоты зубьев и точности изготовления цепи, в значительной мере зависит от точности изготовления звездочек по шагу и стабильности термообработки цепи. В этом отношении допускаемые погрешности изготовления по шагу, предусмотренные ГОСТ

591-69 по группе точности С (Зкл. т.) для звездочек с большим числом зубьев, чрезмерно завышены (достигают до 2%) и существенно снижают предельно допустимый износ цепи.

5. Коэффициент высоты зубьев, ранее принятый по ГОСТ 591-69 постоянным и равным 0,5 для всех звездочек, во-первых, не обеспечивает максимально возможную долговечность цепи, во-вторых, на звездочках, нарезанных с шагом 9,525 и 12,7 мм, приводит к заострению зубьев. Указанные недостатки устраняются при использовании предложенных в работе оптимальных значений коэффициента высоты зубьев, назначаемых в зависимости от отношения шага цепи к диаметру ее роликов.

6. Оптимальные числа зубьев, обеспечивающие максимальную долговечность цепи по износу, имеют меньшие значения по сравнению с числами, рекомендуемыми в литературе. Помимо передаточного отношения эти числа зависят от степени точности элементов зацепления по шагу и коэффициента высоты зубьев. Они получены без учета динамики привода и рекомендуются для тихоходных передач. Для быстроходных передач числа зубьев звездочек предлагается корректировать с целью минимизации динамических нагрузок.

7. Скорости ударов в зацеплении «наружных» и «внутренних» шарниров имеют разные значения. По мере износа цепи эта разница возрастает. При этом скорость удара «внутренних» шарниров уменьшается, а «наружных» — увеличивается, что приводит к преждевременному их разрушению. Для повышения их долговечности рекомендуется в процессе профилактических мероприятий периодическая перекладка цепи с поворотом ее на 180° так, чтобы «наружные» и «внутренние» шарниры поменялись своими ролями.

8. Эффективная масса рабочей ветви, приведенная к точке удара, составляет массу $(1,67 \div 2,0)$ звеньев в зависимости от длины и натяжения цепи.

Продолжительность действия силы удара в зацеплении зависит от шага цепи, состояния ее смазки, величины зазоров в шарнирах, наличия упругих элементов и находится в интервале $(1,0 \div 3,0) \cdot 10^{-4}$ с. Характер изменения силы удара во времени определяется последовательными соударениями ролика по зубу, а затем втулки по ролику.

9. Демпфирующие свойства шарниров оказывают определяющее влияние на силу удара в зацеплении. Обильная и

густая смазка с высокой вязкостью, подаваемая на ведущую ветвь от насоса, может снижать силу удара до $3\text{-х} \div 4\text{-х}$ раз.

Эффективность действия упругих элементов на силу удара в зацеплении зависит от массы звездочек и жестко присоединенных к ней частей, участвующих в колебаниях при ударе. С увеличением этой массы эффект действия упругих элементов уменьшается. Наибольшее снижение ударных нагрузок (до 28%) достигается на звездочках с податливыми зубьями при наименьшей вибрирующей массе.

10. Полученные формулы дают достаточно точные значения силы удара в зацеплении и позволяют рассчитать элементы шарнира и зубья на прочность. Однако на сегодняшний день пока не представляется возможным дать точные числовые значения предельно допускаемых частот вращения звездочек из-за большого разброса (на порядок и выше) прочностных характеристик роликов одной и той же цепи. В связи с этим рекомендуется прежде всего ввести в технические требования стандарта проверку статической прочности роликов и втулок на сжатие.

11. Основной составляющей (в среднем $70 \div 75\%$) динамических нагрузок, действующих на пластины цепи, являются силы от ударов в зацеплении. Их действие, помимо многих других факторов, зависит от волновых процессов, накладываемых друг на друга от периодически возникающих кратковременных ударных импульсов. Определяющее влияние при этом оказывают длина ветви и скорость распространения по ней ударной волны, которая, в свою очередь, зависит от типоразмера цепи, ее натяжения и находится в интервале $1100 \div 1400$ м/с.

12. Зависимость динамических нагрузок, действующих на пластины цепи, от периода зацепления, частоты вращения звездочек, времени пробега цепи по контуру носит резонансный характер. При резонансных режимах из-за внутренних сопротивлений цепи амплитуды колебаний имеют ограниченное значение и практической опасности не представляют. Использование полученных формул дает возможность оценить величину динамических нагрузок и минимизировать их за счет оптимальных параметров и режимов работы привода.

13. Основными факторами, определяющими динамику передач с качающейся осью ведомой звездочки, являются из-

менения межосевого расстояния и планетарное движение ведомой звездочки. Существует такое расположение оси маятника, при котором действие этих двух факторов взаимно уничтожается.

При большом ходе оси, достигающем до $30 \div 35\%$ от межосевого расстояния (спортивные мотоциклы), когда без постановки дополнительных натяжных устройств на холостой ветви не обеспечивается надежная работа трансмиссии, рекомендуется использовать новую схему передачи, в которой динамические нагрузки снижаются до $4 \div 4,5$ раз и сохраняется постоянство натяжения холостой ветви.

14. Существует критическое натяжение провисающей ветви, при превышении которого из-за трения в шарнирах цепь приобретает прямолинейную форму. При докритических натяжениях проявляется существенное влияние передаваемой нагрузки на динамику привода из-за наличия провеса рабочей ветви, снижающей ее жесткость и, следовательно, динамические силы в цепи. При рабочих натяжениях ветви, превышающих критическое значение, влияние изменения передаваемой нагрузки на динамические процессы весьма незначительно и в расчетах может не учитываться.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Рябов Г. К., Князев Л. Д. Жесткость и статическая прочность втулочно-роликовых цепей. — В кн.: Проектирование и производство механических передач. — Ижевск, 1965, с. 30—35.

2. А. с. 182542 (СССР). Устройство для мотоцикла Г. К. Рябов, В. С. Федоров. — Заявл. 24.04.65. № 1005135/27-11; Оpubл. в Б. И. 1966, № 11.

3. Рябов Г. К. Исследование неравномерности движения цепных передач. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1967, № 6, с. 58—60.

4. Рябов Г. К. Определение динамических нагрузок в цепной передаче. — В кн.: Механические передачи.—Ижевск, 1967, с. 34—39.

5. Автоматизация проектирования цепных передач. Ю. Ш. Зельцер, Г. К. Рябов, А. В. Терновой, Ю. Е. Молокин. — Вестник машиностроения, 1983, № 12, с. 25—28.

6. Рябов Г. К. Исследование колебаний в цепных передачах. В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1968, с. 41—57.

7. Рябов Г. К. Определение приведенного числа звеньев цепи, соударяющихся с зубьями звездочек. — Вестник машиностроения, 1968, № 8, с. 16—18.

8. Рябов Г. К. Экспериментальное исследование динамики цепных передач. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1968, с. 29—40.

9. Рябов Г. К. К вопросу определения неравномерности движения и динамических нагрузок в цепных передачах. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1970, № 3, с. 28—32.

10. Рябов Г. К., Князев А. В. К вопросу определения динамических нагрузок в цепях, испытываемых на стендах с замкнутым силовым потоком. — Мотовелопромышленность, 1971, № 4, с. 11—14.

11. Рябов Г. К. Графоаналитический метод подбора приводных роликовых цепей. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1971, с. 12—18.

12. Рябов Г. К., Учаев П. Н., Верпаховский Ю. С. Скорость распространения упругой волны в приводных цепях. — Вестник Машиностроения, 1971, № 7, с. 21—23.

13. Рябов Г. К. Лабораторный практикум по деталям машин. — Ижевск: ИМИ, 1971, с. 144с.

14. Рябов Г. К., Баранчик В. П. Проектирование задней цепной передачи мотоцикла. — Мотовелопромышленность, 1972, № 5, с. 3—10.

15. Рябов Г. К., Захаров В. Н. О влиянии упругости вала на силу удара в цепном зацеплении. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1972, № 5, с. 29—33.

16. Рябов Г. К., Баранчик В. П. Экспериментальное исследование динамики задней цепной передачи мотоциклов. — Мотовелопромышленность, 1972, № 6, с. 18—24.

17. Рябов Г. К. Подбор приводных роликовых цепей с учетом заданного срока службы. — Тез. докл. на IV конф. по вар-рам и передачам гибкой связью. — Одесса, 1972, с. 162—164.

18. Рябов Г. К., Саришвили Ш. В., Каркашадзе З. И. О прочности роликов приводных цепей. — Сообщения АН ГССР, 1973, 69, № 3, с. 649—652.

19. Рябов Г. К., Саришвили Ш. В., Каркашадзе З. И. О влиянии упругой муфты на динамику цепных передач. — Сообщения АН ГССР, 1973, 72 № 72, с. 613—616.

20. Воробьев А. Н., Рябов Г. К. Исследование и расчет натяжения и провеса ветвей цепной передачи с учетом сил трения в шарнирах. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1974, с. 29—34.

21. Рябов Г. К. Действие ударов при зацеплении на пластины приводных роликовых цепей. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1974, № 1, с. 51—55.

22. Панов В. И., Первой А. Д., Рябов Г. К. Исследование кинематики задних цепных передач мотоциклов. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1974, с. 46—52.

23. Васильев Ю. И. Рябов Г. К., Панов В. И. Измерение нагрузок в цепи мотоцикла. — Мотовелопромышленность, 1974, № 5, с. 16—19.

24. Рябов Г. К. О подборе приводных роликовых цепей с учетом срока их службы. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1974, с. 40—45.

25. Рябов Г. К. О кинематической точности цепного привода. Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1973, № 9, с. 58—60.

26. Рябов Г. К., Ибрагимов А. У., Панов В. И. О применении звездочек с уменьшенным шагом. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1974, с. 35—39.

27. Гончар М. П., Рябов Г. К. О приведенной жесткости цепного конвейера. — Изв. ВУЗов Машиностроение, 1975, № 8, с. 80—84.

28. Панов В. И., Рябов Г. К. К расчету на прочность цепи задней цепной передачи мотоцикла. — Мотовелопромышленность, 1975, № 4, с. 12—16.

29. Рябов Г. К. Проектирование многозвездных цепных передач. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1975, № 11, с. 77—79.

30. Рябов Г. К. Цепные передачи и современные методы их расчета. — В кн.: Механические передачи. — Ижевск, 1976, с. 72—76.

31. Рябов Г. К. Проектирование цепных передач с качающейся осью ведомой звездочки (графоаналитический метод). — В кн.: Цепные передачи и приводы. — Краснодар, 1978, с. 49—54.

32. Рябов Г. К., Каркашадзе З. И., Гончар М. П. О жесткости ветвей цепной передачи. — Сообщения АН ГССР, 1979, 96. № 3, с. 649—651.

33. Рябов Г. К. Проектирование цепных передач с качающейся осью ведомой звездочки (графический метод). — В кн.: Цепные передачи и приводы. — Краснодар, 1979, с. 48—52.

34. Рябов Г. К., Лапшина С. И. Проектирование цепных передач с качающейся осью звездочки (аналитический метод). — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1979, № 4, с. 25—29.

35. Рябов Г. К., Воробьев А. Н. К вопросу обеспечения стойкости роликов и втулок приводных цепей. — Тез. докл. VI конф. по упр. и авт. мех. приводам и передачам гибкой связью. — Одесса, 1980, с. 338.

36. Рябов Г. К., Каркашадзе З. И. О колебаниях колец. — Сообщения АН ГССР, 1980, 97, № 1, с. 145—148.

37. Рябов Г. К., Воробьев А. Н. О повышении износостойкости зубьев звездочек цепных передач. — Тез. докл. VI конф. по упр. и авт. мех. приводам и передачам гибкой связью. — Одесса, 1980, с. 336—338.

38. Рябов Г. К. О зацеплении изношенной цепи со звездочкой. — Вестник машиностроения. 1980, № 4, с. 36—38.

39. Каркашадзе З. И., Рябов Г. К. О колебаниях в приводе с цепной передачей. — Сообщение АН ГССР, 1980, 97, № 1. с. 145—148.

40. Воробьев А. Н., Рябов Г. К. Исследование влияния центробежных нагрузок на работоспособность цепной передачи. — Тез. докл. VI конф. по упр. и авт. мех. приводам и передачам гибкой связью. — Одесса, 1980, с. 334—336.

41. Каркашадзе З. И., Рябов Г. К., Саришвили Ш. В. О повышении долговечности роликов и втулок приводных цепей. — Сообщения АН ГССР, 1981, 104, № 1, с. 133—135.

42. Каркашадзе З. И., Рябов Г. К., Саришвили Ш. В. Определение сил давления на зубья звездочек цепных передач. — Сообщения АН ГССР, 1981, 104, № 3, с. 685—688.

43. Зельцер Ю. Ш., Рябов Г. К. О повышении долговечности приводных роликовых цепей. — Вестник машиностроения, 1982, № 7, с. 32—35.

44. Рябов Г. К. О силовом взаимодействии с зубьями звездочек цепной передачи. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1982, № 2, с. 32—37.

45. Зельцер Ю. С., Рябов Г. К. Пути повышения ресурса зацепления цепи с зубьями звездочек. — В кн.: Повышение надежности работы передач с пластинчатыми цепями. — М., 1982, с. 23—26.

46. Рябов Г. К. Распределение нагрузки по зубьям звездочек цепных передач. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1983, № 3, с. 22—27.

47. Рябов Г. К., Зельцер Ю. С. Исследование толщины зубьев звездочек, выполненных по ГОСТ 591-69. — В кн.: Цепные передачи и приводы. Краснодар, 1983, с. 76—82.

48. Рябов Г. К., Сержантова Л. П. О минимально допустимом угле обхвата звездочек цепных передач. — Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1985, № 6, с. 20—24.

49. Воробьев А. Н., Рябов Г. К. Исследование работоспособности моторной цепной передачи дорожных мотоциклов. — Тез. докл. Респ. научно-техн. конф. Ижевск, 1981, с. 58—59.

50. Воробьев А. Н., Рябов Г. К. Анализ влияния центробежных нагрузок на износ цепей и зубьев звездочек цепных передач. — Тез. докл. Респ. научно-техн. конф. Ижевск, 1981, с. 59—60.

51. Рябов Г. К. К вопросу оптимизации чисел зубьев звездочек цепных передач. Изв. ВУЗов. Машиностроение (в печати).