

М 374852



МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

СОРОКИН АНАТОЛИЙ НИКИФОРОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВОЛНОВОЙ ЗУБ-
ЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С УЧЕТОМ РАСТЯЖЕНИЯ
ГИБКОГО КОЛЕСА

(специальность 05.02.02 - Машиноведение
и детали машин)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор техн. наук, профессор
Иванов М.Н.

Официальные оппоненты: доктор техн. наук, профессор
Алфуттов Н.А.
канд. техн. наук, доцент
Крахин О.И.

Ведущее предприятие: Киевский редукторный завод

Защита состоится "30" марта 1981 г.
на заседании специализированного совета "Машиностроение"
Московского ордена Ленина ордена Октябрьской Революции и
ордена Труда
училища им

10700
Ваши
высылать
С дис
Авто
81 г.

Учен
специализ
К. Т.

М 374852

.К.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года ставится задача повышения в оптимальных пределах единичных мощностей машин и оборудования при одновременном уменьшении их габаритов, металлоемкости, энергопотребления и снижения стоимости на единицу конечного полезного эффекта. Одним из путей решения этой задачи является использование в машинах и оборудовании волновых зубчатых передач (ВЗП), дальнейшему исследованию которых и посвящена реферируемая работа.

Ц е л ь р а б о т ы. Разработка методики расчета волновых зубчатых передач с учетом деформации растяжения гибкого колеса (ГК).

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. Теоретические исследования проводились на основе теории зацепления зубчатых колес, разработанной для волновых передач, теории тонких цилиндрических колец и оболочек, теории прочности. При проведении экспериментальных исследований были использованы методы тензометрирования, а также методики определения основных характеристик передачи, разработанные для ВЗП.

Н а у ч н а я н о в и з н а. В результате экспериментальных и теоретических исследований выявлено существенное влияние растяжения ГК в нагруженной передаче на изменение его формы, на относительное положение зубьев в зацеплении, на прочность ГК и крутильную жесткость ВЗП.

Учет растяжения позволил разработать проектный расчет ВЗП по основному критерию работоспособности - усталостной прочности и уточнить рекомендации по выбору основных параметров ВЗП. Предложена новая расчетная зависимость для определения основного геометрического параметра ГК - его диаметра.

П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь. По результатам работы разработана методика проектного и проверочного расчетов ВЗП и даны практические рекомендации по выбору основных параметров. Результаты работы переданы ВНИИредуктору и используются ВНИИредуктором для уточнения параметров серийно выпускаемых ВЗП с целью повышения их нагрузочной способности и ресурса, а также при разработке новых вариантов конструкций ВЗП общего назначения.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1374852

Сорокин А.Н. Исследование и

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

А п р о б а ц и я р а б о т ы. Основные результаты диссертационной работы докладывались: на семинаре "Новое в теории и практике редукторостроения", Киев, 1979 г.; на семинаре "Новое в проектировании и расчетах зубчатых, волновых и планетарных передач", Ленинград, 1980 г.; на Московском семинаре по волновым передачам, 1980 г.; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1980 г.

П у б л и к а ц и и. По материалам диссертации опубликовано три печатные работы.

О б ъ е м р а б о т ы. Диссертация изложена на 222 страницах машинописного текста и включает в себя введение, пять глав, выводы по главам и заключение (основные результаты работы, общие выводы и рекомендации); содержит 74 рисунков и графиков, список литературы из 157 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В в е д е н и е. Отмечается, что одним из путей решения задачи по повышению единичной мощности машин и оборудования при одновременном уменьшении габаритов и металлоемкости является применение ВЗП. Приводятся примеры применения ВЗП в народном хозяйстве и отмечаются организации, внесшие вклад в исследование ВЗП. Дальнейшему исследованию ВЗП в направлении уточнения параметров зацепления и расчетов деталей ВЗП на прочность посвящена реферируемая работа. Дан обзор проведенных автором реферируемой работы теоретических и экспериментальных исследований.

Г л а в а I посвящена анализу существующих в настоящее время методов проектного расчета и методов выбора параметров зацепления ВЗП.

Основным параметром, определяемым при проектном расчете является диаметр ГК. В виду того, что на этом этапе проектирования геометрия передачи неизвестна, определение диаметра производится по приближенным зависимостям. В настоящее время существует несколько таких приближенных зависимостей, которые разработаны: в МВТУ им. Н.Э. Баумана на кафедрах "Детали машин" и "Теория механизмов и машин"; в МИСИ им. В.В. Куйбышева; в Станкине и в ЛВМКИ им. А.Ф. Можайского.

В основу первых расчетных зависимостей было положено ограничение напряжений смятия на рабочих поверхностях зубьев. Это

расчетные зависимости МВТУ, ДВИКИ и Станкина. Между тем, как установлено на практике, одним из основных критериев работоспособности ВЗП является усталостная прочность ГК. В отличие от других в расчете МИСИ диаметр ГК определяется из расчета ГК на кручение. В данном расчете учитываются только напряжения от кручения, но как известно решающими для усталостной прочности ГК являются напряжения от изгиба. Расчетная зависимость для определения диаметра ГК, предложенная Цейтлиным Н.И., получена из условия прочности ГК по эквивалентным напряжениям. При этом учитываются напряжения от изгиба ГК при деформировании его генератором волн и касательные напряжения от действия крутящего момента. В этом расчете не учтены напряжения от растяжения ГК, которые, как показано в реферируемой работе, оказывают существенное влияние на его прочность. Между тем расчет ВЗП необходимо выполнять по основному критерию работоспособности - усталостной прочности ГК. При этом необходимо учитывать все напряжения, действующие в ГК, в том числе напряжения от растяжения. Растяжение ГК не учитывается также и при выборе параметров зацепления. Как установлено нами, растяжение существенно влияет на относительное положение зубьев гибкого и жесткого колес в нагруженной передаче.

Другим критерием работоспособности ВЗП является прочность гибкого подшипника (ГП). Поэтому при расчете ВЗП необходимо знать величину и характер распределения нагрузки на генератор волн, от которых зависит прочность не только гибкого подшипника, но и взаимодействующего с ним ГК.

Исходя из изложенного выше были поставлены следующие основные задачи:

1. Исследовать растяжение ГК в нагруженной передаче и его влияние на работоспособность ВЗП.
2. Исследовать нагрузки, действующие на кулачковый генератор волн.
3. Уточнить зависимости для расчета параметров зацепления с учетом растяжения ГК.
4. Экспериментально исследовать изменение формы ГК под нагрузкой и связанное с этим распределение нагрузки по зубьям.
5. Разработать проектные и проверочные расчеты ГК по условию его усталостной прочности.
6. Уточнить известные рекомендации по выбору основных параметров передачи.

Определен объект исследования, которым является ВЗП ВЗ-160 с кулачковым генератором волн из параметрического ряда ВЗП общего назначения, выпускаемых Киевским редукторным заводом.

В г л а в е 2 рассматривается изменение формы гибкого колеса под нагрузкой.

В работах профессора Иванова М.Н. и Чирова А.А. было дано теоретическое решение задачи об изменении формы ГК в нагруженной передаче с учетом зазоров в размерной цепи кулачок - ГК и контактных деформаций в ГП генератора волн. Однако это теоретическое решение не было подтверждено экспериментально.

Для регистрации изменения формы ГК в нагруженной передаче был разработан метод, в основе которого лежит измерение радиальных перемещений. Радиальные перемещения измерялись специальным приспособлением и регистрировались на фотобумаге осциллографа. Одновременно регистрировалось распределение нагрузки по зубьям в зоне зацепления и напряжения изгиба в ГК. Все измерения осуществлялись в сечении зубчатого венца, проходящем через центры шаров ГП генератора волн перпендикулярно его оси. Получены графики, характеризующие изменение формы ГК, графики распределения нагрузки по зубьям и графики напряжений в зависимости от изменения радиального зазора в гибком подшипнике. Установлено, что зазоры в размерной цепи кулачок - ГК в зоне набегающей ветви выбираются при нагрузке, равной $(0,3-0,5) T_{2ном}$, при этом за большой осью (БО) образуется дуга с незначительно изменяющимся радиусом - практически - дуга окружности (рис. I).

Результаты экспериментального исследования качественно подтвердили полученное ранее теоретическое решение. Однако величина изменения формы ГК в эксперименте больше той, которая ожидалась при заданных значениях зазоров и контактных деформаций в ГП. Поэтому, для оценки влияния зазоров в размерной цепи кулачок - гибкое колесо, был изготовлен кулачковый генератор без ГП (кулачок скольжения), который должен был обеспечивать заданную форму ГК, мало изменяющуюся под нагрузкой, т.к. зазор посадки его в ГК был сведен к минимуму. При таком генераторе изменение формы ГК и ширина зоны зацепления под нагрузкой уменьшились. Но все же изменение формы наблюдалось, а ширина зоны зацепления уменьшилась только на $\sim 20\%$. Очевидно, что оставшееся после устранения зазоров изменение формы могло быть связано только с растяжением ГК. Поэтому при расчете ВЗП необходимо учитывать это

растяжение. В связи с этим уточнены расчетные зависимости для определения перемещений точек ГК в нагруженной передаче, полученного ранее теоретического решения. Например, для дуги контура от 0 до 90° (дуга входа зубьев в зацепление) они имеют вид

$$\left. \begin{aligned} w &= w_n - \delta - \delta_{ко} \cos \varphi, \\ v &= v_n + \delta \varphi + \delta_{ко} \sin \varphi + v_p, \\ \theta &= \theta_n + \frac{1}{2} (\delta \varphi + v_p), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где w_n , v_n – радиальные и окружные перемещения, θ_n – угол поворота нормали для номинального контура; δ – суммарный зазор в размерной цепи кулачок – ГК; $\delta_{ко}$ – контактное радиальное перемещение в ГЦ при $\varphi = 0$; z – радиус срединной поверхности ГК; φ – угловая координата точки срединной поверхности ГК. Здесь дополнительно введены в зависимости для v и θ окружное перемещение v_p , возникающее за счет растяжения ГК. Расчетная схема ГК принята в виде контура, часть которого представляет дугу окружности. Величина этой дуги определяется расчетом и зависит от зазора δ и нагрузки передачи (учитывается через $\delta_{ко}$ и v_p). График 2 (рис. 1) радиальных перемещений w , рассчитанный по уточненным зависимостям дает удовлетворительное совпадение с экспериментальным 3, что подтверждает приемлемость зависимостей (1) для практических расчетов.

В главе 3 приводятся результаты исследования по определению нагрузки, действующей на кулачковый генератор волн.

В начале главы приводится анализ выполненных ранее работ по теоретическому и экспериментальному исследованию нагрузки на генератор волн. Отмечаются работы, проведенные в МВТУ, МИСИ, Станкине, МЭИ и других организациях. Заслуживают внимание работы Шувалова С.А., Ковалева Н.А., Алфутова Н.А. и Кленикова С.С. по определению сил взаимодействия звеньев. Для раскрытия статической неопределимости Ковалев Н.А., Алфутов Н.А. и Клеников С.С. применяют Метод сил. В отличие от них Шуваловым С.А. предложен метод определения сил, основанный на использовании энергии деформации системы внешними силами. Задача этими авторами решается методом последовательных приближений по шагам, при этом рассматривается "история" нагружения, начиная с нагрузки равной нулю. При анализе работ отмечаются их положительные стороны и недостатки. В большинстве из них применяются трудоемкие методы определения нагрузки на генератор волн или экспериментальные зависимости. Некоторые работы находятся на стадии завершения и пока не помещены

цо формы, удобной в инженерных расчетах. Поэтому при решении задачи о нагрузке на генератор волн была поставлена цель — получить расчетные зависимости, удобные для инженерных расчетов.

Задача нами решается при заданном законе распределения нагрузки по зубьям. Для передач с кулачковым генератором волн на основе экспериментальных исследований нагрузку на зубья можно приближенно аппроксимировать графиком, изображенным на рис. 2. Где $\bar{q}_t$ и $\bar{q}_r$ — окружная и радиальная составляющие распределенной нагрузки в зацеплении. На участках, соответствующих углам φ_2 и φ_3 , они аппроксимируются зависимостями

$$\bar{q}_{t2(3)} = \bar{q}_{tmax} \cos \frac{\pi}{2\varphi_{2(3)}} (\varphi - \varphi_1), \quad \bar{q}_{r2(3)} = \bar{q}_{tmax} \operatorname{tg} \alpha_{cp} \cos \frac{\pi}{2\varphi_{2(3)}} (\varphi - \varphi_1).$$

Величина $\bar{q}_{tmax}$ определяется из условия равновесия $T_2 = (Q_{t2} + Q_{t3})d$, где Q_{t2} и Q_{t3} — равнодействующие окружной нагрузки на участках φ_2 и φ_3 :

$$\bar{q}_{tmax} = \frac{\pi T_2}{b_w d_g^2 (\varphi_2 + \varphi_3)},$$

где T_2 — крутящий момент на выходном валу; d_g — диаметр делительной окружности ГК; b_w — рабочая ширина зубчатого венца.

Задача решалась при условии, что ГК, расположенное на кулачковом генераторе волн, не изменяет своей формы под нагрузкой. Это допущение обосновано тем, что усилия, необходимые для изменения формы ГК в пределах зазоров гибкого подшипника, как показали наши расчеты, меньше сил в зацеплении примерно на два порядка. Очевидно, что при этом действие окружных и радиальных нагрузок в зацеплении должно быть уравновешено радиальными реакциями генератора.

Радиальная нагрузка $\bar{q}_r$ уравновешивается равной и противоположно направленной реакцией генератора. Далее, представив выражение для $\bar{q}_t$ в виде рядов Фурье и определяя постоянные составляющие и коэффициенты рядов известными методами, находим зависимость для определения окружной нагрузки

$$\bar{q}_t = \frac{2}{\pi^2} (\varphi_2 + \varphi_3) \bar{q}_{tmax} + \frac{1}{\pi} \bar{q}_{tmax} \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \left[\frac{4\pi\varphi_2}{\pi^2 - 4k^2\varphi_2^2} \cos k(\varphi_2 - \varphi_1 + \varphi) + \right. \\ \left. + \frac{4\pi\varphi_3}{\pi^2 - 4k^2\varphi_3^2} \cos k(\varphi_3 + \varphi_1 - \varphi) + \left(\frac{8k\varphi_2^2}{\pi^2 - 4k^2\varphi_2^2} - \frac{8k\varphi_3^2}{\pi^2 - 4k^2\varphi_3^2} \right) \sin k(\varphi - \varphi_1) \right].$$

Постоянная составляющая окружной нагрузки равномерно распределяется по окружности ГК и уравновешивается крутящим моментом

на выходном валу. А переменная составляющая уравнивает сама себя в пределах окружности ГК, но не являясь осесимметричной нагрузкой она вызывает изменение его формы. В нашем случае изменению формы препятствует генератор волн. Поэтому действие переменной составляющей нагрузки $\bar{q}_{zt}$, должно быть уравновешено некоторой эквивалентной радиальной реакцией генератора, которую обозначим - $\bar{q}_{zt}^*$. Эту радиальную реакцию мы можем определить, используя известное дифференциальное уравнение упругой линии тонкого кольца, нагруженного окружными и радиальными распределенными нагрузками.

$$\frac{EJ_z}{z^4} \left[\frac{d^5 w}{d\varphi^5} + 2 \frac{d^3 w}{d\varphi^3} + \frac{dw}{d\varphi} \right] = \frac{d\bar{q}_{zt}}{d\varphi} + \bar{q}_t,$$

где w - радиальное перемещение; φ - угловая координата; z - радиус срединной поверхности. Так как принято, что ГК не изменяет своей формы, то левая часть уравнения равна нулю, тогда $\frac{d\bar{q}_{zt}}{d\varphi} = -\bar{q}_t$ или $\bar{q}_{zt} = -\int \bar{q}_t d\varphi$. Интегрируем только переменную составляющую $\bar{q}_{zt}$. В результате интегрирования получаем

$$\begin{aligned} \bar{q}_{zt} = & \frac{1}{\pi} \bar{q}_{tmax} \sum_{k=2,4,6,\dots} \frac{1}{k} \left[\frac{4\pi\varphi_2}{\pi^2 - 4k^2\varphi_2^2} \sin k(\varphi_2 - \varphi_1 + \varphi) - \right. \\ & \left. - \frac{4\pi\varphi_3}{\pi^2 - 4k^2\varphi_3^2} \sin k(\varphi_3 + \varphi_1 - \varphi) - \left(\frac{8k\varphi_2^2}{\pi^2 - 4k^2\varphi_2^2} - \frac{8k\varphi_3^2}{\pi^2 - 4k^2\varphi_3^2} \right) \cos k(\varphi - \varphi_1) \right] + C. \end{aligned} \quad (2)$$

Постоянная интегрирования C определяется из условия одностороннего контакта, по которому $\bar{q}_{zt}$ может быть только положительной. На рис. 3 штриховой линией I изображен график переменной составляющей нагрузки $\bar{q}_{zt}$. Она имеет положительные и отрицательные значения. Очевидно, что постоянная интегрирования должна быть равна величине максимального отрицательного значения. Нагрузка $\bar{q}_{zt}$ с учетом величины C - см. график 2 рис. 3. Суммарная радиальная нагрузка, действующая на генератор, складывается из радиальной нагрузки в зацеплении $\bar{q}_z$ и радиальной нагрузки $\bar{q}_{zt}$.

$$\bar{q}_{zH} = \bar{q}_{zt} + \bar{q}_z; \quad \bar{q}_{zH} = \bar{q}_{12H} \bar{q}_{tmax} \delta_w = \frac{\pi T_2}{d_z^2 (\varphi_2 + \varphi_3)} \bar{q}_{12H},$$

где $\bar{q}_{12H}$ - функция распределения нагрузки $\bar{q}_{zH}$ при $\bar{q}_{tmax} = 1 \text{ Н/мм}^2$.

Для облегчения расчета нагрузки на генератор, были просчитаны на ЭВМ и построены графики функции $\bar{q}_{12H}$ в зависимости от

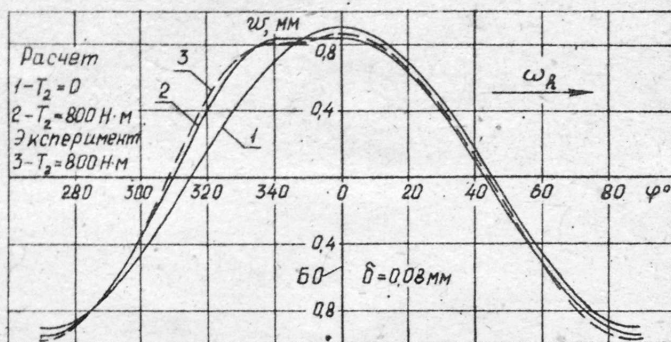


Рис.1.

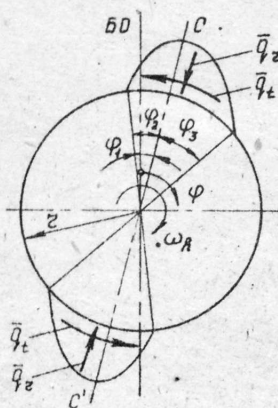


Рис.2.

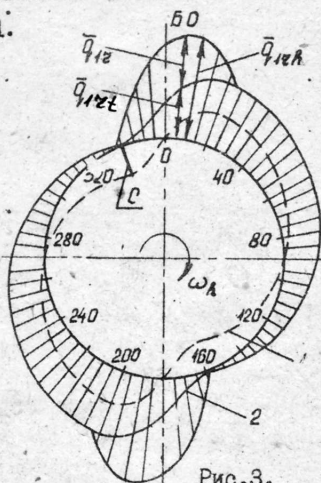


Рис.3.

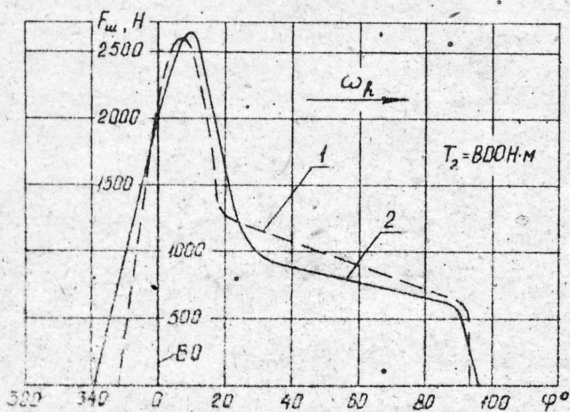


Рис.4.

величины зоны зацепления. Расчет произведен для всех сочетаний углов φ_2 и φ_3 от 5° до 45° через 5° . Расчеты показали, что нагрузка $\bar{q}_{zt}$ изменяется незначительно с изменением величины зоны зацепления зубьев.

По известной распределенной нагрузке, действующей на генератор, определяется нагрузка на шары ГП генератора волн

$$F_{ш} = K \frac{\pi^2 T_2 \bar{q}_{12} h^2}{z d_g (\varphi_2 + \varphi_3)}$$

Для подтверждения этой расчетной зависимости, нагрузка на шары была замерена экспериментально по методу, разработанному Асальтусовым Ю.И. Расчетный график 1 и экспериментальный 2 (рис. 4) дают одинаковый характер распределения нагрузки и близкие значения.

Глава 4 посвящена исследованию напряжений и деформаций в зубчатом венце гибкого колеса.

В начале главы рассматривается состояние вопроса. В большинстве работ при определении напряжений в ГК не учитывается изменение его формы под нагрузкой. Решения с применением теории оболочек исходят из условия нерастяжимости срединной поверхности, однако напряженное состояние ГК изменяется за счет имеющей место деформации растяжения.

Напряжения σ_t от изгиба в окружном направлении в среднем сечении зубчатого венца, которое принято за расчетное, нами определяются с учетом изменения формы ГК под нагрузкой. Например, на дуге входа зубьев в зацепление (от 0 до 90°) без учета влияния зубьев

$$\sigma_t = \pm \frac{E h, w_{ho}}{z^2} \left(\frac{\delta}{2 w_{ho}} + C_\epsilon \right),$$

где w_{ho} — максимальная величина начальной деформации (номинального контура); h — толщина зубчатого венца по впадине; величина C_ϵ зависит от формы деформации; δ — суммарный зазор в размерной цепи кулачок — ГК.

Для определения напряжений от растяжения были проведены экспериментальные исследования. При исследовании применялся метод тензометрирования с использованием проволоочных тензорезисторов.

Ранее напряжения в ГК измерялись за зубчатым венцом. В этом месте, как показали наши исследования, напряжения от изменения формы и растяжения ГК под нагрузкой занижены по сравнению с нап-

ряжениями в зубчатом венце. Мы исследовали напряжения в зубчатом венце. Для этого, в месте наклейки тензорезисторов удалялась часть зубьев, а на наружном кольце ГП выполнялись пазы. Тензорезисторы наклеивались на наружную и внутреннюю поверхности зубчатого венца. Включение тензорезисторов в тензометрический полумост производилось таким образом, что в одном случае они регистрировали только напряжения изгиба, в другом - только напряжения растяжения, в третьем - суммарные напряжения на наружной поверхности.

На рис. 5 показаны графики напряжений, определенных экспериментально, при нагрузке равной нулю и при номинальной нагрузке, равной $T_g = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Сопоставление графиков показывает, что напряжения от изгиба в нагруженной передаче (график 1) изменились в основном на дуге ($\varphi \approx 315^\circ - 360^\circ$) выхода зубьев из зацепления, это связано с рассмотренным ранее изменением формы ГК на этом участке. Дополнительно появились напряжения от растяжения (график 2), максимум которых расположен в зоне зацепления вблизи большой оси генератора волн. Величина этих напряжений в нашем случае, то есть для исследуемой передачи ($d = 160 \text{ мм}$, $h_1 = 1,2 \text{ мм}$, $b_w = 25 \text{ мм}$), существенно больше напряжений от изгиба и составляет $\sim 60\%$ от суммарных напряжений (график 3).

Как показали экспериментальные исследования, зазоры в размерной цепи кулачок - ГК, форма генератора волн и величина зоны зацепления не оказывают существенного влияния на величину и характер распределения напряжений от растяжения. Эти напряжения распределены неравномерно по ширине зубчатого венца ГК и быстро затухают при переходе от зубчатого венца к цилиндру ГК (рис. 8). Поэтому влияние цилиндра на величину напряжений от растяжения в зубчатом венце незначительно.

Для учета растяжения при расчетах ВЗП, разработана методика расчета напряжений от растяжения.

По известной радиальной нагрузке, действующей со стороны ГК, из уравнения равновесия элемента зубчатого венца как кольца определяется растягивающая сила

$$N = \bar{q}_{zt} z = K \bar{q}_{zt} \bar{q}_{tmax} z,$$

тогда напряжения от растяжения в зубчатом венце

$$\sigma_p = K \frac{\pi T_g \bar{q}_{zt}}{2 d_g b_w h_1 (\varphi_2 + \varphi_3)} \quad (3)$$

где $K=1,1-1,3$ - учитывает неравномерность распределения напряжений по ширине зубчатого венца; Сравнивая расчетный график 5 (рис. 7) и экспериментальные графики 1,2,3,4 напряжений от растяжения можно отметить, что они имеют одинаковый характер и при одной и той же нагрузке достаточно близкие значения. Напряжения от растяжения суммируются с напряжениями от изгиба: $\sigma = \sigma_z + \sigma_p$ (без учета влияния зубьев). На рис. 6 представлены графики: 1 - σ_z - расчетный; 2 - σ - расчетный; 3 - σ - экспериментальный.

Растяжение зубчатого венца ГК оказывает влияние на относительное положение зубьев в зацеплении. Поэтому были определены окружные перемещения томок ГК от растяжения и окружная скорость как производная от этих перемещений. Перемещения определялись через относительную деформацию $\epsilon_p = \sigma_p / E$, $v_p = \int \epsilon_p d\varphi$, $0 \leq \varphi \leq \pi/2$. Окончательные зависимости оказались оложными для применения их в инженерных расчетах. Поэтому функция $\bar{q}_{12}$ входящая в формулу, аппроксимирована зависимостью $\bar{q}_{12max} (1 - \sin \varphi/2)$. При этом окружные перемещения от растяжения на дуге от 0 до φ ($\varphi_{max} = 90^\circ$)

$$v_p = \frac{K \pi T_2 C}{2 K_1 E b_w h_1 (\varphi_2 + \varphi_3)} (\varphi + 2 \cos \varphi/2 - 2).$$

где C - см. (2); $K_1=1,2-1,3$ - учитывает влияние зубьев на жесткость обода зубчатого венца.

Глава 5 посвящена расчету волновой зубчатой передачи с учетом растяжения гибкого колеса.

Дается анализ существующих методов расчета относительного положения зубьев в зацеплении, величины радиальной деформации ГК и расчета ГК на прочность. В результате анализа отмечается, что в рассмотренных методах расчета не учитывается растяжение ГК. Относительное положение зубьев в зацеплении и зазоры между ними в нагруженной передаче определяются с использованием известной методики, согласно которой зависимости для определения координат, например, вершины зуба ГК и зазоров f_{ag} в зацеплении имеют вид:

$$\begin{aligned} w_{ag} &= (z_{ag} + w) \cos \varphi_\beta - z, \\ v_{ag} &= v + (z_{ag} - z) \theta - (z_{ag} + w) \varphi_\beta, \quad f_{ag} = (|v_{ag}| - \frac{S_{ag} + S_{y\delta}}{2}) \cos \alpha_y, \end{aligned}$$

где z_{ag} и S_{ag} - радиус окружности вершин зубьев и толщина зуба по дуге этой окружности; φ_β - угол относительного поворота колеса; $S_{y\delta}$ и α_y - толщина и угол профиля зуба жесткого колеса на радиусе $(z_{ag} + w)$. Здесь θ, v и θ учитывают изменения формы ГК под нагрузкой за счет выбора зазоров в размерной цепи ку-

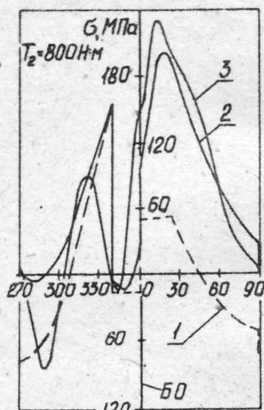
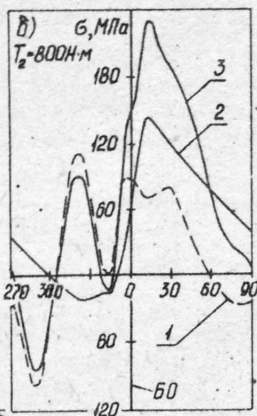
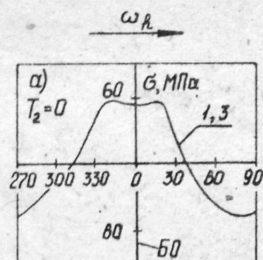


Рис. 5.

Рис. 6.

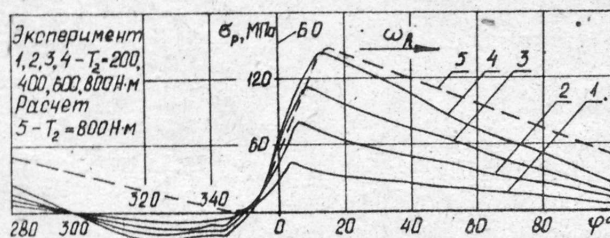


Рис. 7.

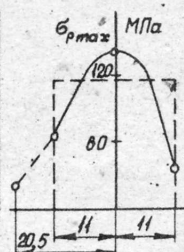


Рис. 8.

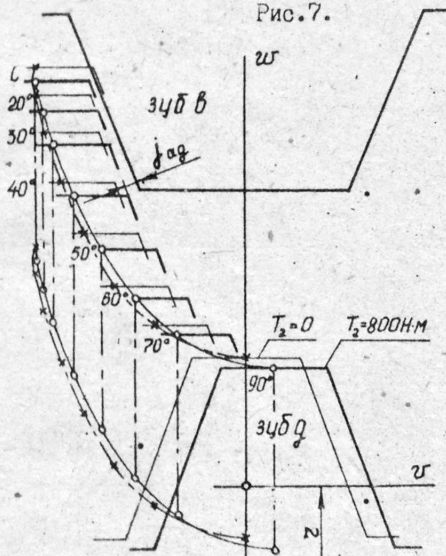


Рис. 9.

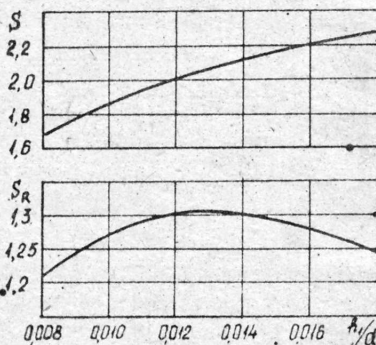
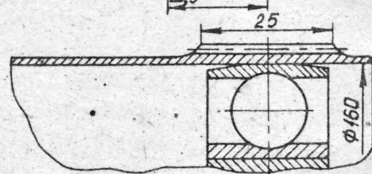


Рис. 10.

лачок - ГК, контактных деформаций в ГП, растяжения ГК и определяются по формулам (1). При этом зазор между зубьями на входе в зацепление уменьшается (рис. 9).

Рассмотрено влияние перекоса зубьев и их относительное положение, связанного с поворотом образующей при введении генератора волн в ГК и от закрутки ГК при передаче момента. С учетом растяжения ГК и перекоса зубьев можно рекомендовать при предварительных расчетах задаваться величиной зазора на входе в зацепление ненагруженной передачи $j_a \geq (0,10 - 0,13)m$.

Из условия равенства окружных скоростей зубьев гибкого и жесткого колес с учетом дополнительной окружной скорости, связанной с растяжением ГК, получена зависимость для определения величины начальной деформации w_{ho} ГК

$$w_{ho} = \frac{z_{ag} + 0,5(\delta + \delta_{ko})(i_{hb}^2 \frac{z_{ag}}{z} - 1) + B i_{hb}^2 \frac{z_{ag}}{z}}{i_{hb}^2 [1 - (\frac{z_{ag} - z}{z}) \frac{4/\pi - 2 \sin \beta}{A - 4/\pi}] - 1}, \text{ где } B = \frac{K \pi T_2 C}{2 K_t E \delta_{ko} h_1 (\varphi_2 + \varphi_3)};$$

i_{hb}^2 - передаточное отношение при остановленном ГК; β - угол между большой осью и направлением сил при кулачке, выполненном по форме кольца, деформированного 4-мя силами; A - коэффициент, зависящий от β . Эта формула отличается от ранее предложенной профессором Ивановым М.Н. и Чировым А.А. последним членом в числителе, учитывающим растяжение ГК. Влияние этого члена на w_{ho} соизмеримо с влиянием второго члена в числителе, учитывающего зазор δ в размерной цепи кулачок - ГК и контактные деформации δ_{ko} в ГП. Для передач с передаточным отношением от 80 до 250 можно рекомендовать $w_{ho} = (1,05 - 1,3)m$.

Напряжения от растяжения позволили нам уточнить расчет ГК на прочность. При расчете учитываются: напряжения от изгиба σ_t , связанные с деформацией ГК по форме генератора волн; напряжения от растяжения σ_p ; зубцовые напряжения σ_{zyd} , возникающие во впадинах зубчатого венца от нагрузки на зубья (определены в работах Иванова М.Н. и Бойко Л.С.); напряжения от кручения τ

$$\sigma = \chi_z \sigma_t + \sigma_p + \sigma_{zyd}, \quad \sigma_{zyd} = \frac{\delta M_{zyd}}{h_1^2}, \quad \tau = \frac{T_2}{2 \pi r^2 h_1},$$

χ_z - коэффициент влияния зубьев; M_{zyd} - зубцовый момент. Запасы статической S и усталостной S_R прочности рассчитываются по известным зависимостям (рис. 10).

За счет введения в расчет напряжений от растяжения оптимальное значение толщины зубчатого венца ГК с точки зрения максимального запаса усталостной прочности смещается в сторону увеличе-

ния. На основании расчетов рекомендуется принимать коэффициент толщины $\psi_{\delta\alpha} = \delta_w / \alpha = 0,012 - 0,014$. Напряжения от растяжения пропорциональны нагрузке - см. зависимость (3), учет этих напряжений позволил перейти к проектному расчету по основному критерию работоспособности - усталостной прочности ГК. При этом, основной геометрический параметр ГК - диаметр определяется по зависимости:

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_2}{K_s S_\sigma - \frac{3 E Y_z \psi_{\delta\alpha}}{i_{hp}} \psi_{\delta\alpha} \psi_{\delta\alpha}}}$$

где S_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле; $K_s = 1,8 - 2,0$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений; S_σ - запас усталостной прочности по нормальным напряжениям, $S_\sigma = 1,3 - 1,7$ - меньшие значения при переменных режимах с малой продолжительностью работы при номинальной нагрузке ($S_\sigma = 1,6 - 1,7$ - для передач общего назначения); $Y_z = 1,2 - 1,3$ - для зубьев с широкой впадиной, полученных модифицированным инструментом, $Y_z = 1,35 - 1,5$ - для зубьев с обычной впадиной; $\psi_{\delta\alpha} = \delta_w / \alpha$ - коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi_{\delta\alpha} = 0,15 - 0,2$ - для силовых передач, $\psi_{\delta\alpha} = 0,10 - 0,15$ - для кинематических передач.

Учтено также влияние растяжения ГК на характеристику крутильной жесткости передачи. Дана формула для расчета угла $\varphi_{2ен}$ поворота выходного вала, связанного с податливостью системы генератор - зубчатый венец ГК за счет зазора δ , деформации $\delta_{\kappa 0}$ и растяжения ГК.

$$\varphi_{2ен} = \frac{v_{ag}}{z_{ag}} + \varphi_{отн}, \text{ где } \varphi_{отн} = \frac{(f_{ag})_{\varphi=0} - \Delta_x \tan \alpha}{z_{ag}}; v_{ag} = \frac{\pi}{2} \delta \frac{z_{ag}}{z} + \delta_{\kappa 0} + \frac{z_{ag}}{2} (v_p)_{x/2} -$$

окружное перемещение при $\varphi = \pi/2$; $\Delta_x = 0 - 0,06$ - коэффициент сборочного натяга; $\varphi_{отн}$ - угол относительного поворота гибкого и жесткого колес за счет появляющегося под нагрузкой зазора $(f_{ag})_{\varphi=0}$ в зоне большой оси генератора (см. рис. 9). Угол $\varphi_{2ен}$ является составляющей суммарного угла поворота выходного вала.

В конце главы приведен порядок проектного расчета ВЗП.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Выполнены экспериментальные исследования, подтверждающие существенное влияние зазоров в размерной цепи кулачок - ГК на величину изменения формы ГК под нагрузкой и на количество одновременно зацепляющихся зубьев. В результате этих исследований выявлено наличие растяжения ГК.

2. Получены расчетные зависимости: а) для определения нагрузки,

действующей на кулачковый генератор волн и на шары ГП генератора;
б) для определения деформаций и напряжений от растяжения зубчатого венца ГК.

3. Введены поправки в известные зависимости для расчета перемещений тречек ГК, относительного положения зубьев и зазоров в зацеплении в нагруженной передаче, учитывающие растяжение ГК; для расчета величины начальной деформации ГК.

4. Выполнено впервые экспериментальное исследование напряжений от растяжения зубчатого венца ГК.

5. Разработана методика расчета статической и усталостной прочности ГК с учетом его растяжения; получены зависимости для определения основных геометрических параметров передачи - диаметра и толщины ГК по основному критерию его работоспособности - усталостной прочности.

6. Разработаны рекомендации по выбору основных параметров ВЗП: зазоров между зубьями на входе в зацепление, величины начальной деформации ГК и геометрических размеров обода зубчатого венца ГК.

7. Теоретические зависимости и рекомендации по выбору основных параметров зацепления и ГК подтверждены экспериментально.

8. Результаты работы переданы ВНИИредуктору и используются ВНИИредуктором для уточнения параметров серийно выпускаемых редукторов с целью повышения их нагрузочной способности и ресурса, а также при разработке новых вариантов конструкций ВЗП общего назначения.

Основные выводы и рекомендации

1. Изменение формы ГК в нагруженной передаче за счет выбора зазоров в размерной цепи кулачок - ГК происходит до нагрузки, соответствующей $\sim (0,3-0,5)T_{ном}$. При дальнейшем увеличении нагрузки изменение формы происходит только за счет контактных деформаций в ГП и растяжения ГК. При этом в зоне выхода зубьев из зацепления образуется дуга с незначительно изменяющимся радиусом - приближенно дуга постоянного радиуса.

2. Суммарная радиальная нагрузка, действующая на генератор, состоит из радиальной нагрузки $\bar{q}_z$ в зацеплении и некоторой радиальной нагрузки $\bar{q}_{zt}$, действие которой эквивалентно действию окружной нагрузки в зацеплении. Величина нагрузки $\bar{q}_{zt}$ практически не зависит от размера зоны зацепления.

3. Растяжение ГК существенно влияет на изменение его формы, на относительное положение зубьев в нагруженной передаче на величину

ну начальной деформации ГК и на прочность ГК. Причем влияние растяжения на первые три параметра соизмеримо с влиянием зазоров в размерной цепи кулачок – ГК и контактных деформаций в ГП.

4. Напряжения от растяжения пропорциональны нагрузке, передаваемой передачей, и в зависимости от относительной толщины зубчатого венца ГК могут составлять более 50% от суммарных напряжений. Они распределяются неравномерно по ширине зубчатого венца ГК и быстро затухают при переходе от зубчатого венца к цилиндру. Влияние цилиндра на величину напряжений от растяжения в зубчатом венце незначительно.

5. Зависимость для определения диаметра ГК, полученная из условия обеспечения его усталостной прочности, отражает связь диаметра с задаваемыми при проектировании характеристиками передачи – нагрузкой и передаточным отношением.

6. Учет растяжения позволяет дать следующие рекомендации по выбору основных параметров: зазор на входе зубьев в зацепление $j_a \geq (0,10-0,13)m$; величина начальной деформации ГК $w_{ho} = (1,05-1,3)m$; коэффициент толщины зубчатого венца $\psi_{hd} = 0,012-0,014$; коэффициент ширины зубчатого венца для силовых передач $\psi_{ba} = 0,15-0,2$; запас усталостной прочности $S_R \geq 1,3$; запас статической прочности $S \geq 1,4$.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Иванов М.Н., Сорокин А.Н. Расчет нагрузки на кулачковый генератор и напряжений растяжения гибкого колеса волновой передачи. – Известия вузов. Машиностроение, 1980, № 6, с. 15-19.

2. Сорокин А.Н. Влияние зазоров в размерной цепи кулачок – гибкое колесо волновой зубчатой передачи на качество зацепления. – Известия вузов. Машиностроение, 1980, № 7, с. 44-47.

3. Иванов М.Н., Сорокин А.Н. Повышение эксплуатационных характеристик волновых зубчатых передач. – В кн.: Новое в проектировании и расчетах зубчатых, лопастных и планетарных передач. Материалы научно-техн. семинара. – Л.: ЛДНТП, 1980, с. 16-19.

Д-86830 от 13.02.81г. Объем 1 п.л. Тираж 100 экз. Заказ 145

Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана