

М 255540

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

КЛЕНИКОВ Сергей Сергеевич

**«ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ»**

(специальность 01.02.06 — Динамика, прочность и
надежность машин, приборов и аппаратуры)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель д. т. н., профессор АЛФУТОВ Н. А.

Научный консультант д. т. н., профессор ИВАНОВ М. Н.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук КРАЙНЕВ А. Ф.,

канд. техн. наук, доцент БОЯРШИНОВ С. В.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Авторы: 197 г.

Заведующий: 197 г.

на за... машин Москов-
ского... ского Знамени
вып... аумана по адре-
су: М...

В... о, просьба выс-
лать... АЛЬНАЯ
С... ботеке училища.

М 255570

Учен... ЛОСТИН А. А.
к. т.

Исследованию волновых передач (В.П.) посвящено большое количество отечественных и зарубежных работ. Однако, при всём разнообразии проведенных исследований не решен еще ряд важных задач, что препятствует созданию единой методики проектировочного расчёта (В.П.). В частности, не решена задача определения сил взаимодействия упругих элементов (В.П.) расчётным путем.

Реферируемая работа посвящена частичному решению этого вопроса, а именно, решению некоторых контактных задач, возникающих при исследовании условий совместной работы зубчатого венца глубокого колеса с другими элементами (В.П.).

Задачи решаются шаговым методом, в основу которого положено сочетание метода последовательного нагружения системы с методом сил. Значительное внимание в работе уделяется разработке и обоснованию данного метода, эффективность которого обусловлена кусочно-линейными характеристиками исследуемого объекта. Решение задач осуществляется на ЭВМ.

Результаты работы использовались в МВТУ для проектировочных расчётов волновых шаговых двигателей.

Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения.

Введение содержит обзор работ, посвященных исследованию (В.П.). В частности отмечена значительная работа по созданию методики прочностного расчёта (В.П.). В основном, они сформулированы в работах М.Н.Иванова, Е.Г.Гинабурга, Н.И.Цейтлина, В.В.Шейко, Ю.Б.Синкевича, Э.П.Амосовой и др.авторов. В отмеченных работах система сил взаимодействия упругих элементов (В.П.) принималась известной. Указанные силы предполагалось определять экспериментально, что представляет возможным использовать предложенные методики лишь на стадии проверочных расчётов. Отмечены работы В.А.Финогенова, В.К.Галлиса, В.И.Рябова, П.И.Абалтусова и Л.Б.Рафаловича и др.авторов, посвященные экспериментальному определению сил взаимодействия элементов (В.П.).

Общей постановке задачи определения сил расчётным путем посвящена работа Н.А.Ковалева, где предлагается анализ всего процесса нагружения передачи проводить с помощью построения всей последовательности расчётных схем, соответствующих различным значениям внешней нагрузки. Однако вопрос о ~~нелинейности системы, возникающей вследствие изменения границ зон контакта элементов~~ в работе не обсуждается, а конкретные результаты решения задач не приводятся. Решению данной задачи посвящено ряд работ Н.И.Цейтлина и

Н.И.К. 1972

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1255570

Клеников С.С. Исследования

и его учеников. Так в работе Л.Б.Рафаловича расчётным путем получен ряд интересных и практически важных результатов. Однако, автор не приводит исследования отмеченной выше нелинейной системы. Впервые эта нелинейность обсуждалась в работе С.В.Бояршинова, где исследовался вопрос о перестроении контакта между кольцом (венцом Г.К.) и жесткими дисками.

Первая глава диссертации посвящена постановке задачи и выбору метода ее решения. Рассматриваются волновые передачи с гибкими колесами, выполненными в виде цилиндрических оболочек с кольцевым зубчатым венцом на краю или по середине оболочки. Приняты следующие основные допущения: 1. Зубчатое зацепление плоское и кромочное. Причём принято, что боковые поверхности зубьев гибкого и жесткого колес плоские, а кромками работают зубья гибкого колеса. 2. Все силы, действующие на венец гибкого колеса, лежат в одной плоскости, равноудаленной от торцев венца. 3. Силы трения, возникающие при проскальзывании деформируемых элементов, не учитываются. 4. Все контактирующие элементы изготовлены из линейно-упругого материала, а возникающие в них напряжения не превышают предела текучести.

При разработке метода решения задачи учитывалось, что гибкое колесо (В.П.) деформируется в стеснённых условиях. Со стороны жесткого колеса его свободному деформированию препятствуют упругие зубья жесткого колеса, со стороны генератора — отдельные упругие элементы генераторов волн. Контакт между гибким колесом и указанными элементами — односторонний. Всякое изменение нагрузки, передаваемой передачей, приводит к перестроению контакта, что сопровождается изменением в системе контактных усилий. В результате этих изменений гибкое колесо деформируется как конструктивно-нелинейная (по П.А.Лукашу) система. Примеры решения подобных систем можно найти в работах В.И.Феодосьева. Решение таких задач сопряжено с повышенными трудностями и сопровождается поиском каких-либо геометрических условий, накладываемых на контакт и учитывающих его перестроение. Для гибкого колеса зубчатой (В.П.) поиск таких условий не представляется возможным, так как уравнение линии соединяющей точки контакта зубьев гибкого и жесткого колес неизвестно и может быть одним из объектов поиска данной задачи. По мере изменения нагрузки, передаваемой передачей, зубья, тела качения у кулачковых и толкатели у плунжерных генераторов вступают в работу последовательно и дискретно. То есть, число внешних

упругих связей налагаемых на гибкое колесо изменяется дискретным образом. Поэтому в определенных интервалах нагружения (В.П.), когда число внешних связей, наложенных на гибкое колесо, не изменяется, гибкое колесо деформируется как линейная система. Такой интервал нагружения назван в работе "этапом". Каждому такому этапу соответствует своя опорная (по Ф.Р.Гантмахеру) система. Так как в пределах этапа система линейна, то, в целом характер деформирования гибкого колеса описывается кусочно-линейными функциями.

Сущность используемого шагового метода состоит в следующем. Все параметры, характеризующие состояние системы на некотором К-ом этапе её нагружения, представляется суммой двух составляющих. А именно, из составляющих характеризующих систему в момент перехода от К-1-ого к К-ому этапу нагружения и дополнительных составляющих (т.е. приращений данных параметров). Например, для обобщенной силы P соотношение состояний представлялось в виде равенства $P^K = P^{K-1} + \delta_K P$. При известных составляющих P^{K-1} задача определения параметров P^K сводится к определению дополнительных составляющих $\delta_K P$, т.е. этапных приращений. Такое представление обусловлено следующим обстоятельством. Зубья жесткого колеса, толкатели и тела качения по отношению к гибкому колесу являются упругими односторонними связями (опорами). Одностороннее действие таких опор - связей математически выражается в виде неравенств:

а) для работающей связи $Q_i > 0$ и $\Delta_i = 0$; (2)

б) для неработающей связи $Q_i = 0$ и $\Delta_i > 0$. (3)

Здесь Q_i - реакция связи, а Δ_i - зазор между связью и системой. Смена этапов сопровождается очередным включением связей в работу или выходом их из неё. Этому соответствует переход одного из неравенств (2) или (3) в равенство $Q_i = 0$ и $\Delta_i = 0$. Очевидно, что приведенные выше неравенства не накладывают прямых ограничений на приращения реакций связей $\delta_K Q_i$. Последние могут быть положительными, отрицательными или равными нулю ($\delta_K Q_i \geq 0$), что позволяет использовать для их определения канонические уравнения метода сил.

Таким образом, решение задачи определения сил взаимодействия элементов шаговым методом предполагает раскрытие статической неопределимости систем для приращений по шагам. С целью иллюстрации метода в работе рассмотрен пример деформирования простейшей кусочно-линейной системы в виде консольной балки, прижимаемой сосредоточенной силой к односторонним опорам.

Полученное в работе разрешающее матричное уравнение, для К-ого этапа нагружения (В.П.), имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} [q_{i,i}^{(1)}] \times [\delta_K Q_{i,i}] + [z_{i,i}^{(1)}] \times [\delta_K R_{j,i}] &= [\delta_K \lambda_i] \\ [p_{j,j}^{(2)}] \times [\delta_K P_j] + [z_{j,j}^{(2)}] \times [\delta_K R_{j,i}] &= [\delta_K W_K^{(2)}(\varphi_j)] - [\delta_K \lambda_j] \\ [z_{j,i}^{(1)}] \times [\delta_K R_{j,i}] + [q_{i,i}^{(1)}] \times [\delta_K Q_{i,i}] + [p_{j,j}^{(2)}] \times [\delta_K P_j] &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Здесь: $[q_{i,i}^{(1)}], [z_{i,i}^{(1)}], [p_{j,j}^{(2)}], [z_{j,j}^{(2)}], [p_{j,i}^{(2)}], [q_{j,i}^{(1)}]$ - матрицы коэффициентов влияния соответствующих точек гибкого колеса (верхний индекс - I) и кольца-вкладыша (наружного кольца подшипника, индекс - 2);

$[z_{j,i}^{(1)}]$ - матрица коэффициентов влияния приведенной системы;

$[\delta_K Q_{i,i}], [\delta_K R_{j,i}], [\delta_K P_j]$ - матрицы приращений сил взаимодействия зубьев гибкого колеса с зубьями жесткого; гибкого колеса с кольцом-вкладышем, в точках их контакта и кольца - вкладыша с телами качения или толкателями;

$[\delta_K W_K^{(2)}(\varphi_j)]$ - матрица приращений радиальных перемещений точек кольца (вкладыша), контактирующих с соответствующими толкателями или телами качения;

$[\delta_K \lambda_i], [\delta_K \lambda_j]$ - матрицы приращений осадок упругих связей;

$K = 1, 2, 3, \dots, \ell$ - порядковый номер этапа нагружения (В.П.).

Первое уравнение системы (4) отражает совместность деформирования контактирующих зубьев гибкого и жесткого колес, второе - совместность деформирования тел качения с дорожками качения колец. Третье уравнение отражает совместность деформирования венца и вкладыша, в точках их дискретизированного контакта. Порядок системы (4) высок, что приводит к значительным вычислительным трудностям. С целью понижения порядка системы решена задача о деформировании двух колец, собранных с малым зазором. Основным вывод данной задачи состоит в том, что такая составная система деформируется по закону, близкому к линейному, что подтверждается экспериментальными данными. На основании сделанного вывода и экспериментальных исследований В.И.Рябова, в последующих расчетах принято допущение, что кольца собраны без зазора и натяга.

Вторая глава посвящена выбору и расчету эквивалентных и основной систем. Основная система выбрана в виде цилиндрической оболочки, венца и плотно вставленного вкладыша свободных от

внешних нагрузок.

Контактным задачам о совместном деформировании кольца и тонкостенной оболочки посвящены работы Л.И.Балабуха, Л.А.Шаповалова, Н.М.Федотова, В.Ф.Чикова и др. авторов. В рассмотренных в работе задачах, контакт венца с оболочкой решался с использованием методики решения подобных задач, изложенной в работах В.Ф.Чикова. Зубчатый венец в расчётной схеме представлялся в виде гладкого кольца, изгибная жесткость которого равна изгибной жесткости венца. Оболочка принималась безмоментной. Учитывая возможную несимметрию внешней нагрузки, решение задачи в окружном направлении искалось в форме полных рядов Фурье. Например, для радиального перемещения в венце, решение искалось в виде

$$W_k(\varphi) = \sum_{n=1}^{\infty} (W_{kcn} \cos n\varphi + W_{kcn} \sin n\varphi), \quad (5)$$

где $n = 1, 2, \dots$ - номер гармоники; φ - угловая координата.

Исследовано, что учёт деформаций растяжимости и сдвига в венце приводит к незначительному уточнению решения. Полученное без учёта этих деформаций выражение для определения коэффициентов n -й гармоник W_{kcn} и W_{kcn} , имеет вид:

$$W_{kcn} = \frac{R_c^4}{EJ_2} \cdot \frac{\beta_{cn} n^2 (A_{cn}^t + A_{cn}^a) \cdot n^2}{(1+d)n(n^2-1)^2 + K_2 \beta / \lambda} \quad (6)$$

Здесь: $\beta = EhR_c^4/EI_1$ - параметр относительной изгибной жесткости венца и оболочки;

$\beta_{cn}, \beta_{cn}, A_{cn}^t, A_{cn}^a, A_{cn}^t, A_{cn}^a$ - коэффициенты разложения нагрузок;

$\alpha = EJ_2/EJ_1$ - параметр относительной изгибной жесткости колец.

Случай, когда $\alpha = 0$, соответствует тому состоянию, когда кольца вкладыва нет. Это позволило использовать полученные решения для анализа передач с плунжерным и дисковым генераторами. В этой же главе получена информация, необходимая для решения поставленных задач. К ней следует отнести: выражения коэффициентов разложения в ряд Фурье различных сосредоточенных силовых факторов; выражение для определения коэффициентов взаимного влияния точек основной системы; выражение для определения зазоров между зубьями колеса нагруженной передачи.

Выражение для определения коэффициентов влияния имеет вид:

$$\delta_{zi} = \frac{R^3}{\pi E J_i} \left\{ \frac{(1+\mu) \cos d_i \cos d_j}{K_2 \beta} + \frac{\ell^2 \cos[(d_j - d_i) - (\varphi_i - \varphi_j)]}{R^2 3 K_2 \beta} + \right. \\ \left. + \sum_{n=2,3} \left[\frac{(1 - n^2 \frac{\rho_i}{R}) \cos d_i \cos d_j + n^2 \sin d_i \sin d_j}{(1+d) n^2 (n^2 - 1)^2 + K_2 \beta / \lambda} \cos n(\varphi_i - \varphi_j) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{n(1 - n^2 \frac{\rho_i}{R}) \sin d_i \cos d_j - n(1 - n^2 \frac{\rho_j}{R}) \sin d_j \cos d_i}{(1+d) n^2 (n^2 - 1)^2 + K_2 \beta / \lambda} \sin n(\varphi_i - \varphi_j) \right] \right\} \quad (7)$$

Первый и второй слагаемые учитывают угловое и линейное перемещения венца, как жесткого целого, вызванные упругим закручиванием и изгибом оболочки единичной силой. Здесь $K_1 = 1$ и $K_2 = 2$ - для одностороннего и двухстороннего креплений оболочки соответственно, а d_i и d_j - углы направлений единичных сил (Рис. I-a).

Функция зазоров зубчатого зацепления представлена в форме двух составляющих геометрической и упругой, т.е.

$$\Delta_i = \Delta_i^r + \Delta_i^y. \quad (8)$$

Геометрическая составляющая ($\Delta_i^r = R_{1g} \sin d_3 - R_2 \sin(d_3 - \theta_i)$), где R_{1g} и R_2 - радиусы делительной окружности жесткого и окружности выступов гибкого колес) определяется только геометрическими параметрами зубчатого зацепления.

Упругая составляющая ($\Delta_i^y = W_{3i} \sin d_3 - V_{3i} \cos d_3$) определяется упругими перемещениями кромочной точки i -ого зуба гибкого колеса. При этом под зазором (натягом) понималось расстояние от кромочной точки зуба гибкого колеса до боковой поверхности зуба жесткого колеса, измеренное вдоль нормали к последней.

Третья глава включает три примера исследования силового взаимодействия упругих элементов (В.П.). Разделение задач обусловлено конструктивными особенностями рассматриваемых генераторов.

Численное решение всех задач проведено для герметичной волновой передачи, спроектированной на каф. "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана с нижеприведенными параметрами гибкого колеса:

$\ell = 65$ мм; $R = 80$ мм; $h = 0,85$ мм; $W_0 = 0,27$ мм; $J_z = 2$ мм⁴, $E = 2 \cdot 10^4$ кг/мм²; $\mu = 0,25$; $Z_r = 200$; $\beta = 1500$. Крепление оболочки - одностороннее, т.е. $K_2 = 1$; номинальная нагрузка для передачи - $M_{кр}^{н} = 3$ кГм.

Задача № I посвящена анализу силового взаимодействия элементов (В.П.) с плунжерными генераторами. Приведенный в работе ал-

горитм разработан для анализа передач с плунжерными генераторами, у которых закон изменения сил взаимодействия толкателей генератора с венцом гибкого колеса задается давлением рабочего тела на поршень соответствующего толкателя.

Сборка (В.П.). Система сил, действующих со стороны толкателей генератора на венец гибкого колеса при их сборке, подбирается такой, чтобы соответствующая ей форма гибкого колеса удовлетворяла выбранной геометрии зацепления. Величина сил нормируется из условия обеспечения равенства перемещения венца в сечениях $\varphi = 0, \pi$ заданной величине W_0 . С другой стороны, выбранная система сил должна обеспечивать более равномерное распределение напряжений как в венце, так и в оболочке. Все параметры, соответствующие ненагруженному состоянию передачи, являются исходными для анализа процесса нагружения передачи. Им присваивается верхний индекс нуля.

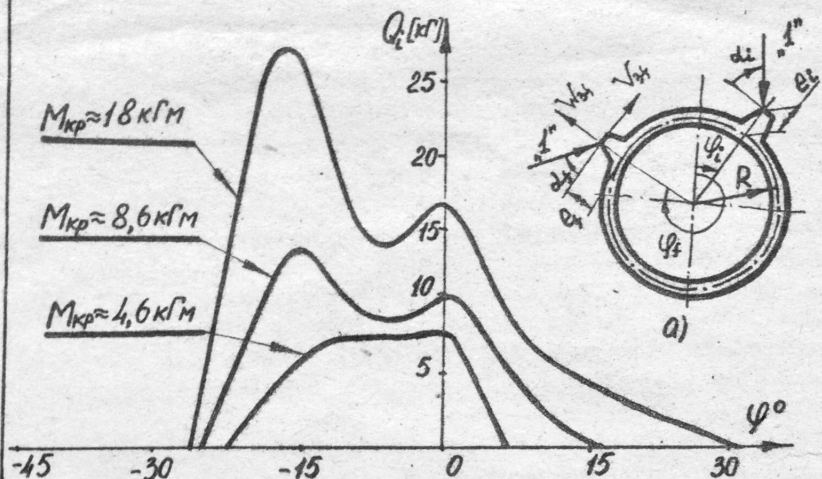
Нагружение (В.П.). Силовое взаимодействие зубчатого зацепления разрешается для каждого из этапов нагружения передачи в отдельности. Разрешающее матричное уравнение составлено относительно неизвестных приращений сил взаимодействия упругих зубьев гибкого и жесткого колес $\delta_k Q_i$.

$$[Q_{ii}] \times [\delta_k Q_i] + [P_{ij}] \times [\delta_k P_j] = [\delta_k \lambda_i]. \quad (9)$$

Здесь: $[\delta_k \lambda_i]$ - матрица приращений упругих осадок точек контакта зубьев гибкого и жесткого колес в направлении внутренней нормали к рабочей поверхности соответствующего зуба жесткого колеса; $[\delta_k P_j]$ - задаваемая матрица приращений сил действующих на гибкое колесо от толкателей генератора. Она представляется в виде $[\delta_k P_j] = [P_j^*] \times \delta_k P$, где

P_j^* - нормирующие коэффициенты (их подбором задается закон изменения усилий), $\delta_k P$ - приращение параметра внешней нагрузки (давления).

Для конкретного значения $K = 1, 2, 3, \dots$ уравнение (9) имеет свой порядок (n_k) - равный числу нагруженных пар зубьев, приходящихся на одну зону зацепления. Значения параметров, соответствующие некоторой стадии нагружения передачи, определяются последовательным суммированием этапных решений и подчинением конечного решения условиям (2) и (8). Величина внешнего момента



б) эпюры нагрузки между зубьями.

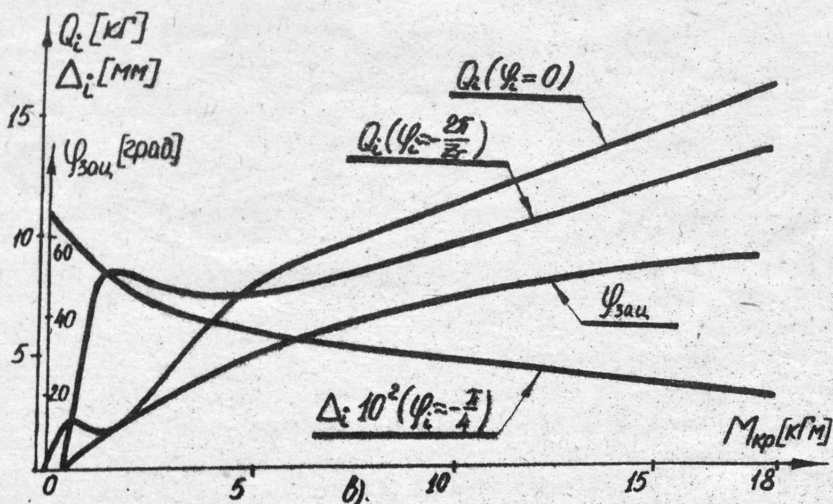


Рис. 1

определялась из условия статического равновесия выходного звена

$$M_{кр}^c = 2RC \cos \alpha_3 \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n \delta_k Q_i. \quad (10)$$

При решении задачи варьировались: угол между толкателями $\Delta\varphi$ и их число $-m$; закон изменения сил, действующих на венец от толкателей; исходная функция зазоров между зубьями в ненагруженной передаче Δ_0^c . Расчёт проводился до внешнего момента $M_{кр} = 18$ кГм. Из анализа результатов решения (рис. I) задачи сделано ряд выводов.

Выполняя условие постоянства W_0 для различных случаев сборки гибкого колеса с плунжерным генератором, осуществляемой подбором и нормированием различных законов распределения сил по толкателям, напряжения в венце распределены более равномерно в том случае, когда толкатели стоят чаще, а нагрузка от генератора распределена равномерно по большому участку венца. При этом напряжения в оболочке, в месте ее стыка с венцом практически не изменяются.

Зона зацепления зубьев колес $\varphi_{зац}(M_{кр})$, в основном, формируется в начальной стадии нагружения передачи. Именно на этом участке нагружения (В.П.) проявляется наибольшая нелинейность в изменении всех параметров.

Нагрузка по зубьям распределена неравномерно. Причем, с ростом внешнего момента неравномерность увеличивается, что согласуется с экспериментальными исследованиями, проведенными В.А. Финогеновым.

Изменение геометрии зубчатого зацепления, т.е. исходной функции зазоров между зубьями в ненагруженной передаче приводит к существенному перераспределению нагрузки по зубьям.

Как показывает расчёт, изменение формы гибкого колеса, при сравнении по радиальным перемещениям венца, при нагружении передачи до $M_{кр} = 1,5 M_{кр}^{ном}$, достигает 10%. При этом происходит заметное перераспределение напряжений в венце, хотя их средние амплитудные значения изменяются незначительно. В основном, с ростом внешней нагрузки, изменяется постоянная составляющая касательных напряжений в оболочке.

Задача 2. В ней представлена одна из возможных расчётных схем силового взаимодействия венца гибкого колеса с дисками генератора при сборке. Линейный контакт дисков и внутренней поверхности венца аппроксимируется конечным числом точек контакта, тем самым задача поиска функции контактного усилия $P(\varphi)$ сводится к задаче поиска конечного числа сил P_j . Физически этот прием соответствует как бы замене гладких дисков рельефными. Полагая сами диски абсолютно жесткими, выражение радиуса-вектора контура каждого из них, линеаризованное относительно величины λ_n , получено как уравнение

нецентральной окружности, т.е. $\rho(\varphi) = (e_k - \lambda_n) \cos \varphi + \sqrt{R_g^2 - e_k^2 \sin^2 \varphi}$. Здесь λ_n - осадка центра диска, вызванная деформированием его подшипника силами реакции от гибкого колеса.

В задаче изложен алгоритм шагового метода определения сил взаимодействия гибкого колеса и дисков генератора. Процесс сборки представлялся принудительным увеличением эксцентриситета от $e_k = e_0$ до $e_k = e_g$, т.е. как бы раздвиганием дисков в гибком колесе. Здесь e_k - текущее значение эксцентриситета, а e_0 и e_g - его начальное и конечное значения, определяемые выражениями: $e_0 = R_{\text{вн}}^* - R_g$, $e_g = e_0 + W_0$, где $R_{\text{вн}}^*$, R_g - радиусы внутренней поверхности венца гибкого колеса и диска генератора соответственно. Эксцентриситет наращивался этапными приращениями, т.е. $e_k = e_0 + \sum \delta_k e$. Решение проводилось для каждого из этапов в отдельности. Система разрешающих уравнений в матричной форме имеет вид:

$$[P_{ij}] \times [\delta_k P_j] = [\delta_k W_k(\varphi_j)]. \quad (\text{II})$$

Элементы матрицы приращений радиальных перемещений точек венца гибкого колеса $[\delta_k W_k(\varphi_j)]$, контактирующих с дисками генератора на K -ом этапе, определялись разностью радиусов-векторов точек диска до и после увеличения эксцентриситета на величину его приращения $\delta_k e$. Процесс счёта оканчивался при выполнении условия $e_k = e_g$.

Расчёты показали, что нагрузка между дисками и гибким колесом распределена неравномерно. Наиболее нагруженные точки лежат у границы и в центре зоны контакта.

Сравнение результатов расчёта с результатами экспериментов, полученными А.Ф. Комиссаровым, показало их удовлетворительное совпадение (рис. 2).

Построенные зависимости равнодействующей сил взаимодействия R_e и угла зоны контакта дисков с гибким колесом β° , от величины эксцентриситета дисков - нелинейны. Они соответствуют результатам, полученным аналитическим путем С.В. Бояршиновым.

Анализ результатов, полученных варьированием эксцентриситета e_g и радиуса дисков R_g , при постоянном значении $W_0 = 0,27$ мм, показал, что угол контакта изменялся от 142° до 68° . Соответственно этому величина равнодействующей изменялась от 260 кГ до 128 кГ, а величины максимальных напряжений в оболочке в зоне ее стыка с венцом, изменялись на 20-30%.

Максимальный изгибающий момент в венце имеет минимум при отношении $e_g/W_0 \approx 3,25$, что согласуется с экспериментальными результатами, приведенными в работах А.Ф. Крайнева.

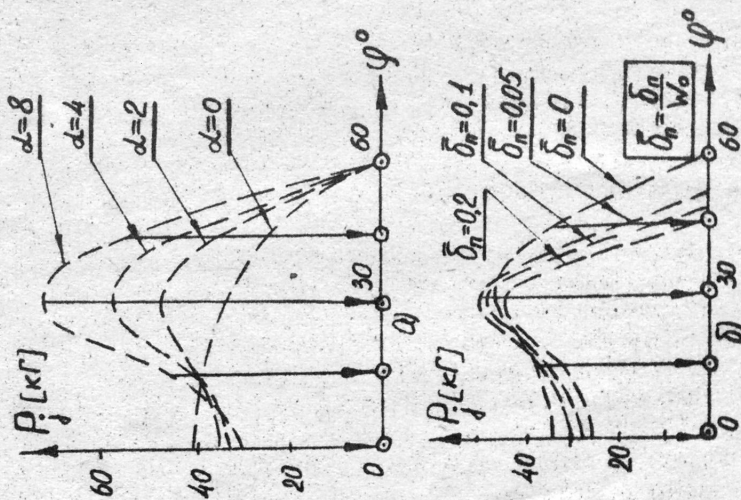


Рис.3.

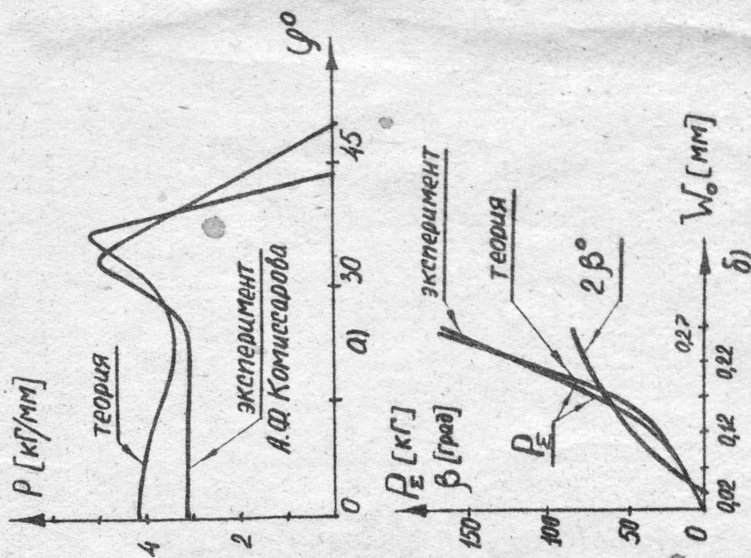


Рис.2.

Задача № 3. посвящена исследованию силового взаимодействия гибкого колеса и тел качения кулачкового генератора. Принято, что линия беговой дорожки внутреннего кольца гибкого подшипника, напескованного на кулачок, эквидистантна форме кулачка и описывается выражением $P(\varphi) \equiv R + W(\varphi)$, где

$$W(\varphi) = W_0 \left(\sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos n\varphi \cdot \cos n\beta_p}{(n^2 - 1)^2} \right) \left(\sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos n\beta_p}{(n^2 - 1)^2} \right)^{-1} \quad (12)$$

Выражение (12) получено представлением в форме ряда Фурье функции радиального перемещения кольца изогнутого четырьмя радиальными силами, с углом между ними $2\beta_p$. Оно приемлемо для описания косинусоидальной формы (учитывается только вторая гармоника) и формы кольца распертого двумя силами ($\beta_p = 0$).

Силовое взаимодействие гибкого колеса и тел качения кулачкового генератора, имеющее место при их сборке, характеризуется тем, что между некоторыми телами качения и беговой дорожкой наружного кольца гибкого подшипника устанавливаются неизвестные силы P_j^0 , а между остальными — неизвестные зазоры Δ_j^0 . Вопрос о том, сколько и какие тела качения нагружаются, а между какими телами качения и беговой дорожкой устанавливаются зазоры, решался в работе двумя методами.

Шаговый метод решения рассматриваемой задачи построен на алгоритме, изложенном в задаче № 2. Отличие заключается в том, что диски заменялись двумя сегментами, условно полученными из исходного кулачка путем исключения из рассмотрения полосы шириной $2\epsilon_k$, симметричной относительно его малой оси. Радиус-вектор, описывающий контур условного кулачка, полученного из сближенных сегментов, выражался через радиус-вектор исходного кулачка. С точностью до величин первого порядка малости, выражение для его определения имеет вид:

$$p_j(\varphi) = P(\varphi) - \epsilon_k \cos \varphi. \quad (18)$$

При $\epsilon_k = W_0$, выражение (18) описывает контур условного кулачка. Последний будучи собранный с недеформированным гибким колесом и кольцом — вкладным обеспечивает бессилового контакт ($P_j = 0$) с дорожками качения тех тел качения, которые будут расположены около большой оси кулачка. Между остальными телами качения и дорожками установятся зазоры. При раздвигании сегментов, тела качения последовательно вступают в контакт и, следовательно, нагружаются. Раздвигание сегментов соответствует уменьшению в выражении (18) величины ϵ_k от W_0 до нуля. При $\epsilon_k = 0$, выражение (18) описывает контур исходного кулачка. Очевидно, что значения параметров, характеризующих состояние системы при $\epsilon_k = 0$, соответствуют значениям искомым

величин.

Данная задача решалась также методом последовательного исключения отрицательных решений и подчинением конечного решения неравенствам типа (2) и (3). Сущность метода состоит в следующем. Для определения m_0 ($m_0 \in m$, где m — общее число тел качения) неизвестных сил P_j^0 , на первом шаге решения составлялась система алгебраических уравнений m -ого порядка, которая в матричной форме имеет вид:

$$[P_{ji}] \times [P_j] = [W(\varphi_j)], \quad (14)$$

где $W(\varphi_j)$ — определяются по (12), подстановкой $\varphi = \varphi_j$. То есть на первом шаге решения делается предположение, что все зазоры равны нулю. Отдельные корни системы (14) получаются отрицательными. В этом случае из системы исключается то уравнение, порядковый номер которого совпадает с порядковым номером наибольшего по модулю отрицательного корня, а решение повторяется для сокращенной системы. Данная процедура исключения отрицательных решений повторяется до тех пор, пока не будет найдено решение сокращенной системы полученной из системы (14), удовлетворяющее условиям (2) и (3).

С целью выяснения влияния на распределение нагрузки по телам качения: зазора в недеформированном гибком подшипнике δ_n ; жесткости наружного кольца, определяемой параметром α и числа тел качения m , задача решалась для различных значений δ_n , α , m . Отдельные результаты решения задачи показаны на рис. 3.

В четвертой главе изложены результаты некоторых экспериментальных исследований герметичной передачи.

Цель исследований заключалась в проверке отдельных результатов расчетов и некоторых гипотез, принятых в расчетной схеме, а также в выяснении картины перераспределения напряжений в гибком колесе герметичной передачи при нагружении его перепадом давлений до $8 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$.

Выводы. 1. Разработана методика, позволяющая производить расчет сил взаимодействия упругих элементов (В.П.), в основу которой положена расчетная схема гибкого колеса, учитывающая стесненные условия его деформирования.

2. Шаговым методом решены нелинейные задачи о силовом контакте упругих элементов (В.П.) с плунжерным генератором, а также о силовом контакте гибкого колеса с упругими элементами дискового и кулачкового генераторов, в процессе их сборки.

3. Разработанная методика позволяет проводить проекторочные расчеты напряженно-деформированного состояния гибких колес.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Иванов М.Н., Шувалов С.А., Амосова Э.П., Клеников С.С., К вопросу экспериментального исследования напряженного и деформированного состояния гибкого колеса герметичной волновой зубчатой передачи, Известия ВУЗов, Машиностроение № 7, 1971г.

2. Шувалов С.А., Амосова Э.П., Дюндиков В.Г., Клеников С.С., Экспериментальное исследование увеличения напряжений в гибком колесе при перепаде давлений до восьми атмосфер в двух конструкциях волновой передачи. Сб. "Новые конструкции точных механизмов и приборов и технология их изготовления", Ленинград, 1978г.

3. Алехин Л.Г., Алфутов Н.А., Клеников С.С., Хрисанов В.В., Исследование напряженно-деформированного состояния гибкого колеса торцевой волновой зубчатой передачи. Известия ВУЗов, Машиностроение, № 3, 1978.