

DM 74680
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

Аспирант В. В. ШЕЙКО

ИССЛЕДОВАНИЕ
ГИБКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

(№ 161 — Машиноведение и детали машин)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор Иванов М. Н.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Волков Д. П.,
кандидат технических наук, доцент Бояршинов С. В.

Ведущее предприятие — указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан «...» 1969 г.

Защита диссертации состоялась «...» 1969 г.
на заседании Ученого Совета
факультета МВТУ им.
Б-5, 2-я Бауманская ул.,

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

Ученый секретарь Совета
канд. техн. наук, доц.

М74680



1074680

Шейко В. В. Исследование Г

Одной из основных задач современного машиностроения является создание легких, надежных и малогабаритных редукторов с высоким к. п. д. Этому требованию удовлетворяют редукторы с волновой передачей, работа которой основана на волновой деформации гибких зубчатых колес.

Применение гибких колес придает волновым передачам ряд свойств, которые не могли быть реализованы в ранее известных передачах с жесткими зубчатыми колесами. Особенно перспективно применение новых передач в системах, от которых требуется высокая кинематическая точность, большие передаточные числа и возможность передачи движения в герметизированное пространство через сплошную упругую стенку.

Благодаря компактности, плавности, стабильности кинематических характеристик при продолжительной работе под нагрузкой, волновые передачи вызывают интерес в станкостроении, строительном деле и в других отраслях современной техники.

Создание волновых передач потребовало решения целого ряда проблем расчетного, конструкционного и технологического характера. Однако далеко не все возникшие вопросы решены. В настоящее время ведутся дальнейшие изыскания как в разработке элементов конструкции передачи, так и в направлении уточнения методов расчета. Реферируемая работа посвящена исследованию наиболее ответственных элементов волновых передач — гибким зубчатым колесам.

Диссертационная работа состоит из следующих разделов: введения, состояния вопроса и постановки задачи, пяти глав, выводов и рекомендаций.

В введении описан принцип работы и устройство волновой зубчатой передачи, отмечены основные ее достоинства и приведены примеры применения этих передач в технике.

В разделе — состоянии вопроса и постановка задачи — рассмотрена история возникновения и развития волновых передач, приведены библиографические ссылки на работы, в которых изложены основные результаты по исследованиям волновых передач по ряду направлений, в том числе и по

результатам расчетов на прочность. Эти расчеты выполнены по приближенным методам. Они были развиты для решения частных задач и поэтому в большинстве случаев не пригодны для решения общих вопросов, связанных с выбором и оптимизацией параметров волновых передач.

Разработке новых методов расчета на прочность гибких колес, более полных и общих по сравнению с известными приближенными методами, и посвящена диссертационная работа автора.

В первой главе описаны типы волновых передач, конструкции гибких колес, роликовых и кулачковых генераторов волн, а также установок, с помощью которых производилось экспериментальное исследование по изучению напряженного и деформированного состояния гибких элементов волновых передач.

Произведен качественный анализ деформаций гибких колес в зависимости от нагрузок, приложенных к зубчатому венцу со стороны генератора волн и от сил в зацеплении зубьев.

Во второй главе изложена методика расчета на прочность гибких колес волновых передач, основанная на применении технической (полубезмоментной) теории неосесимметричной деформации оболочек В. З. Власова.

Основное дифференциальное уравнение относительно некоторой функции Φ взято в виде:

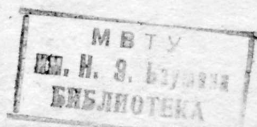
$$\begin{aligned} \frac{D}{EhR^6} \left(\frac{\partial^8 \Phi}{\partial \varphi^8} + 2 \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \varphi^6} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \varphi^4} \right) + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^4} = \\ = - \frac{1}{Eh} \left(\frac{\partial^2 p_1}{\partial \varphi^2} - \frac{\partial p_2}{\partial x} + \frac{\partial p_3}{R \partial \varphi} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где D — цилиндрическая жесткость оболочки;

E — модуль упругости материала оболочки.

Остальные обозначения приведены на фиг. 1.

Получены выражения, позволяющие определить перемещения и внутренние силовые факторы в зависимости от функции Φ . Подробно исследовано общее решение однородного уравнения, отвечающего левой части исходного. В главе рассмотрены приемы интегрирования разрешающих уравнений. Решение однородного уравнения разыскивается в виде одинарных тригонометрических рядов и используют-



ся гиперболотригонометрические функции, предложенные академиком А. Н. Крыловым. Представление сосредоточенных сил в виде ряда Фурье проиллюстрировано на примере двухволновой передачи с четырехроликовым генератором. Показано, что решение однородного уравнения пригодно для расчета цилиндрических гибких колес с произвольным закреплением его торцов и произвольным законом приложения внешней нагрузки.

Для дальнейшего расчета гибких колес по теории оболочек возникла необходимость определить уравнения, описывающие профиль кулачка генератора волн и эквидистантную ему форму деформации зубчатого венца. С целью улучшения показателей волновых передач в последнее время были предложены (Шувалов С. А., Иванов М. Н. Авторское свидетельство СССР № 194496) генераторы новой конструкции, позволяющие варьировать форму деформации зубчатого венца, сохраняя при этом двухволновой принцип передачи. На практике эти формы реализуются с помощью профилированных кулачков, а также четырех или шести роликов, симметрично устанавливаемых относительно двух взаимоперпендикулярных диаметров. Отсутствие аналитических зависимостей, описывающих профиль кулачка, вызывало определенные затруднения при их проектировании. Исходя из общей теории деформаций плоских колец с использованием метода Бицено—Граммеля было построено решение задачи и впервые получены формулы, описывающие профиль кулачка генераторов новой конструкции. Эти формулы необходимы также для прочностных, геометрических и кинематических расчетов волновой передачи с гибким колесом, выполненным в виде цилиндра.

В частности, для двухволнового четырехроликового генератора формулы имеют вид (фиг. 2) в интервале $0 \leq \varphi \leq \alpha$:

$$w = \frac{\Delta}{A - \frac{4}{\pi}} \left[A \cos \varphi + \sin \alpha \varphi \sin \varphi - \frac{4}{\pi} \right]; \quad (2)$$

в интервале $\alpha \leq \varphi \leq \pi - \alpha$:

$$w = \frac{\Delta}{A - \frac{4}{\pi}} \left[B \sin \varphi + \cos \alpha \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right], \quad (3)$$

где $A = \sin \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \cos \alpha$, $B = \cos \alpha + \alpha \sin \alpha$,

Δ — максимальное перемещение по оси ординат;

α — угол между осью ординат и линией, проходящей через центр ролика.

Аналогичные уравнения получены и для шестироликового генератора. Окончательные выражения представлены как в замкнутой форме, так и в тригонометрических рядах.

В третьей главе приведены примеры решения основного разрешающего уравнения применительно к расчету на прочность типовых конструкций гибких колес со шлицевым, жестким и упругим (диафрагменным) закреплением торцов. В качестве гибких колес были рассмотрены цилиндрические оболочки с различными геометрическими параметрами.

В главе представлены расчетные схемы, проанализированы граничные условия и получены рабочие формулы, позволяющие определять напряженное и деформированное состояние гибких колес. Формулы конкретизированы в зависимости от вида нагрузок, действующих на зубчатый венец гибкого колеса со стороны генератора волн и от сил в зацеплении зубьев. В качестве примера на вкладке приведены формулы (4)—(10) для подсчета перемещений и внутренних силовых факторов, возникающих при деформации гибкого колеса, торец которого соединен с валом или корпусом передачи при помощи плоской диафрагмы. В этих формулах обозначено (фиг. 1):

u, v, w — компоненты перемещения точки оболочки;

T_x, T_φ, S — осевое, окружное и сдвигающее усилия;

$V_1(*) + V_4(*)$ — функции А. Н. Крылова;

M_φ — окружной изгибающий момент;

c — жесткость диафрагмы;

$\bar{S}_k$ — величина, которая зависит от вида нагрузки на гибкое зубчатое колесо и выбирается по табл. 1.

При расчете прочности гибких колес от действия окружных сил необходимо в формулах (4)—(10) $\sin k\varphi$ заменить на $\cos k\varphi$, а $\cos k\varphi$ на $(-\sin k\varphi)$.

Полагая жесткость диафрагмы $c=0$ или $c=\infty$, из приведенных выражений можно получить, как частный случай, формулы для расчета гибких колес со шлицевым или жестким закреплением торца.

Приведены формулы, позволяющие подсчитывать напряжения по ранее найденным внутренним усилиям и показаны соответствующие эпюры.

В четвертой главе изложен один из наиболее важных для практических применений инженерный метод расчета гибких колес, один торец которых деформируется генера-

тором волн с определенным профилем кулачка, а другой торец имеет шлицевое или кулачковое присоединение. Этот метод разработан на основе использования общей моментной теории оболочек при дополнительном предположении, что срединная поверхность оболочки нерастяжима, а ее напряженное состояние в основном обуславливается моментами. Обоснованием к этому послужил тот известный факт, что оболочки со свободным закреплением краев воспринимают нагрузку в основном за счет своей изгибной жесткости.

Предложенный метод может быть применен для расчета на прочность гибких колес как малой, так и средней длины ($R \leq l \leq 3R$). Задача решается в перемещениях при заданной форме деформации на торцах гибкого колеса в отличие от энергетического метода решения подобной задачи С. П. Тимошенко. Возможности метода проиллюстрированы на примере вывода расчетных формул для определения напряженного и деформированного состояния гибкого колеса, зубчатый венец которого имеет форму кольца, деформированного двухволновым четырехроликовым генератором (рис. 2). Окончательные выражения получены в следующем виде:

$$w = - \frac{\Delta x}{l \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2} \cos k \varphi, \quad (11)$$

$$v = - \frac{\Delta x}{l \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{k(k^2 - 1)^2} \sin k \varphi, \quad (12)$$

$$u = - \frac{\Delta R}{l \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{k^2(k^2 - 1)^2} \cos k \varphi, \quad (13)$$

$$M_r = - \frac{\Delta D x}{R^2 l \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{k^2 - 1} \cos k \varphi, \quad (14)$$

$$M_x = - \frac{\Delta D x \mu}{R^2 l \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{k^2 - 1} \cos k \varphi, \quad (15)$$

$$M_{x\varphi} = - \frac{\Delta D (1 - \mu)}{R l \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{(k^2 - 1)^2}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k \alpha}{k (k^2 - 1)} \sin k \varphi, \quad (16)$$

где μ — коэффициент Пуассона материала гибкого колеса. Остальные обозначения приведены на фиг. 1.

Из анализа вида аналитических выражений для определения перемещений и напряжений в оболочке в зависимости от длины установлено, что с точки зрения напряженного и деформированного состояния гибкого колеса, а также с позиций улучшения показателей передачи (габариты, вес, к. п. д., нагрузка на генератор волн и др.) длину гибкого колеса целесообразно ограничить зависимостью:

$$1,75R \leq l \leq 2,25R. \quad (17)$$

Приведены графики, из которых видно, что влияние отрицательных факторов наиболее существенно начинает сказываться при длине $l < 1,5R$. Так, например, на фиг. 3 показан график изменения касательных напряжений от момента $M_{x\varphi}$ в зависимости от относительной длины гибкого колеса при $\Delta = 1$ мм и $h = 1,6$ мм.

В главе изложены результаты изучения зависимости усталостной и статической прочности гибкого колеса в зависимости от выбора толщины его стенки. Получены следующие формулы, которые можно рекомендовать для выбора этого параметра гибкого колеса:

$$h = R \sqrt{\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \frac{k_{\tau} + \psi_{\tau}}{k_{\sigma} \sigma_a(\varphi) + k_{\tau} \sigma_m(\varphi)} \frac{\psi_b \psi_z}{\nu \lambda} \frac{i [\sigma]_{\text{см}} (1 - \mu^2)}{\pi E}}, \quad (18)$$

$$h_{\tau} = R \sqrt{2 \frac{\sigma_{\tau}}{\tau_{\tau}} \frac{\psi_b \psi_z}{\nu \lambda} \frac{i [\sigma]_{\text{см}} (1 - \mu^2)}{\pi E [\sigma_a(\varphi) + \sigma_m(\varphi)]}}, \quad (19)$$

где i — передаточное число волновой передачи;

$\psi_b = \frac{b}{R}$ — коэффициент ширины зубчатого венца;

ψ_z — коэффициент, зависящий от числа одновременно зацепляющихся зубьев;

λ и ν — коэффициенты, учитывающие изменение по сравнению с расчетными изгибных и касательных напряжений при приложении рабочей нагрузки;
 $\sigma_a(\varphi)$ и $\sigma_m(\varphi)$ — численные коэффициенты переменной и постоянной составляющих цикла напряжений;
 k_s и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение смятия по зубьям;

σ_{-1} , τ_{-1} , σ_T , τ_T — характеристики материала гибкого колеса.

Значение h получено: в формуле (18) — с позиций максимального усталостного запаса прочности в месте перехода от зубчатого венца к гладкой части цилиндра; в формуле (19) — с точки зрения наибольшего запаса по статической прочности.

Приведены типовые графики изменения запасов прочности в зависимости от выбранной толщины стенки. Установлено, что при толщине

$$h = (0,0014 \div 0,0022) R \sqrt{i} \quad (20)$$

гибкое колесо будет иметь высокий запас как по выносливости, так и по статической прочности.

В пятой главе изложены результаты экспериментальных исследований напряженного и деформированного состояния гибких элементов волновых передач. Эти исследования проводились с целью проверки допущений, которые были заложены в расчетных схемах автора. Наряду с решением методологических вопросов по обоснованию и выбору расчетных схем, на экспериментальных установках исследовались также вопросы по обоснованию выбора конструкции передачи в целом, а также ее звеньев.

Экспериментальное исследование осуществлялось на гибких элементах, которые имели геометрические параметры:

$$\frac{1}{133} \leq \frac{h}{R} \leq \frac{1}{32}$$

$$1 \leq \frac{l}{R} \leq 3$$

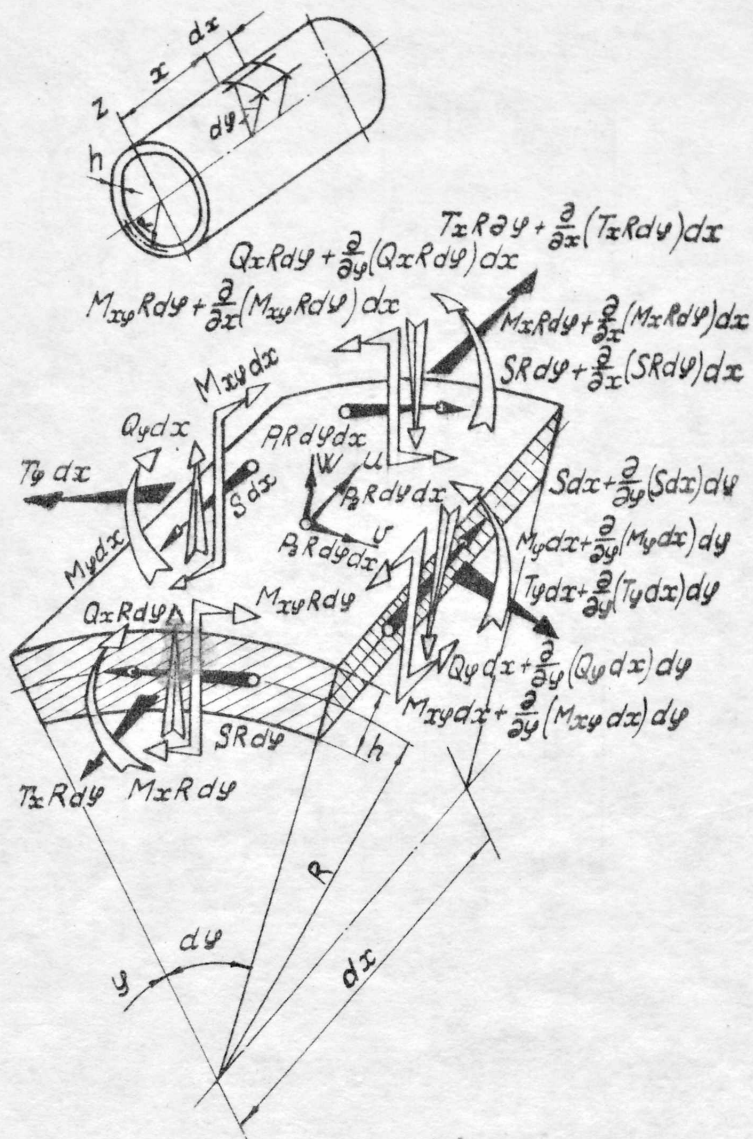
и зубчатые венцы с модулем 0,3; 0,8; 1; 1,25 мм.

Гибкие колеса были изготовлены из сталей — 45, 40Х, 38ХМЮА и имели твердость HRC 30—35 единиц.

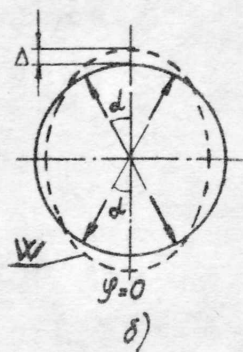
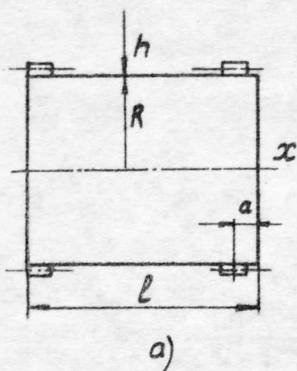
Известно, что гибкое колесо отличается от тонкостенной цилиндрической оболочки наличием вблизи торца зубьев, которые при расчетах обычно учитываются соответствующими коэффициентами концентрации напряжений. Для оценки влияния зубьев на распределение перемещений и величину деформирующих усилий были изготовлены гибкие элементы, которые имели одинаковые длину, толщину и радиус, но с зубчатыми венцами и без них. Результаты эксперимента показали, что для расчета гибких колес можно использовать теорию оболочек без внесения существенных изменений, надо только при определении величины деформирующих усилий учитывать повышение жесткости оболочки от зубчатых венцов уточняющим коэффициентом 1,28.

При исследовании гибкого колеса со шлицевым креплением торца экспериментальные данные сопоставлялись с результатами различных методов подсчета напряжений — по полубезмоментной теории, по моментной теории, учитывающей, что гибкое колесо воспринимает нагрузку в основном за счет своей изгибной жесткости, а также по приближенной методике, основанной на применении теории деформаций плоских колец. Результаты расчетов по различным теориям совместно с экспериментальными данными представлены в таблицах, а на графиках показаны эпюры распределения напряжений по угловой и продольной координатам гибкого колеса. На основании проведенного исследования сделан вывод, что при любом методе подсчета напряжений расхождения незначительны, а испытания подтвердили, что все эти методы дают удовлетворительную точность расчета.

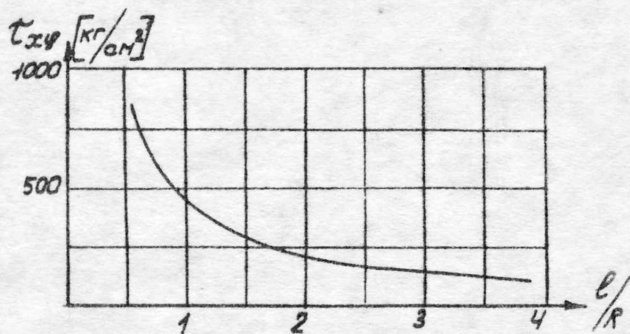
Чтобы оценить влияние крепления гибкого колеса на его напряженное состояние, гибкий элемент с жестким креплением торца был изготовлен с такими же параметрами и из того же материала, что и гибкий элемент со шлицевым присоединением. Экспериментальная проверка показала, что расчет в основном правильно отражает картину напряженного состояния за исключением места, в котором установлен кулачок генератора. При параметрах гибкого колеса $h=0,025R$ и $e=2,2R$ в этом месте наблюдалось повышение напряжений, превышающих расчетные в 2—3 раза (при установке кулачка непосредственно по торцу в 2,5—3 раза, при установке на расстоянии $(0,8—1) \sqrt{Rh}$ от торца — в 2—2,5 раза). Если габариты передачи являются не лимитирующим фактором, напряженное состояние гибкого колеса с жестким присоединением можно понизить, увеличивая его длину. Так, например, при той же толщине, но при длине $l=3R$ расчетные на-



Фиг. 1



ФУ.2



ФУ.3

$$U = \sum_K^{\infty} \frac{\bar{S}_K}{E h R \beta_K^3} \left\{ 4 \psi_{1K} V_4(\beta_K x) + \psi_{2K} V_1(\beta_K x) - V_3[\beta_K(x-a)] \right\} \cos K y \quad (4)$$

$$U = - \sum_K^{\infty} \frac{\bar{S}_K K^2}{E h R^2 \beta_K^3} \left\{ \psi_{1K} V_1(\beta_K x) - \psi_{2K} V_2(\beta_K x) + V_4[\beta_K(x-a)] \right\} \sin K y \quad (5)$$

$$W = \sum_K^{\infty} \frac{\bar{S}_K K^3}{E h R^2 \beta_K^3} \left\{ \psi_{1K} V_1(\beta_K x) - \psi_{2K} V_2(\beta_K x) + V_4[\beta_K(x-a)] \right\} \cos K y \quad (6)$$

$$M_y = - \sum_K^{\infty} \frac{\mathcal{D} \bar{S}_K K^3 (K^2 - 1)}{E h R^4 \beta_K^3} \left\{ \psi_{1K} V_1(\beta_K x) - \psi_{2K} V_2(\beta_K x) + V_4[\beta_K(x-a)] \right\} \cos K y \quad (7)$$

$$T_y = - \sum_K^{\infty} \frac{\mathcal{D} \bar{S}_K K^5 (K^2 - 1)}{E h R^5 \beta_K^3} \left\{ \psi_{1K} V_1(\beta_K x) - \psi_{2K} V_2(\beta_K x) + V_4[\beta_K(x-a)] \right\} \cos K y \quad (8)$$

$$T_x = \sum_K^{\infty} \frac{\bar{S}_K K}{R \beta_K^3} \left\{ 4 \psi_{1K} V_3(\beta_K x) - 4 \psi_{2K} V_4(\beta_K x) - V_2[\beta_K(x-a)] \right\} \cos K y \quad (9)$$

$$S = \sum_K^{\infty} \bar{S}_K \left\{ -4 \psi_{1K} V_2(\beta_K x) + 4 \psi_{2K} V_3(\beta_K x) + V_1[\beta_K(x-a)] \right\} \sin K y \quad (10)$$

$$\psi_{1K} = \frac{E h \beta_K f_{1K}(\xi_K)}{E h \beta_K f_{3K}(\xi_K) + c f_{4K}(\xi_K)} + \frac{c f_{2K}(\xi_K)}{c f_{4K}(\xi_K)}$$

$$\psi_{2K} = \frac{E h \beta_K f_{5K}(\xi_K) + c f_{6K}(\xi_K)}{E h \beta_K f_{3K}(\xi_K) + c f_{4K}(\xi_K)}$$

$$f_{1K}(\xi_K) = V_2(\xi_K) V_2(\xi_K) + 4 V_4(\xi_K) V_4(\xi_K)$$

$$f_{2K}(\xi_K) = V_1(\xi_K) V_4(\xi_K) - 4 V_2(\xi_K) V_3(\xi_K)$$

$$f_{3K}(\xi_K) = 4 V_2(\xi_K) V_3(\xi_K) - 4 V_1(\xi_K) V_4(\xi_K)$$

$$f_{4K}(\xi_K) = V_1(\xi_K) V_1(\xi_K) + 4 V_2(\xi_K) V_4(\xi_K)$$

$$f_{5K}(\xi_K) = V_1(\xi_K) V_2(\xi_K) + 4 V_3(\xi_K) V_4(\xi_K)$$

$$f_{6K}(\xi_K) = V_1(\xi_K) V_3(\xi_K) + 4 V_4(\xi_K) V_4(\xi_K)$$

$$\xi_K = \beta_K \ell \quad \xi_K = \beta_K (\ell - a)$$

$$\beta_K = \sqrt[4]{\frac{\mathcal{D} K^4 (K^2 - 1)^2}{4 E h R^6}}$$

Таблица 1

№	Схема нагрузки	К	Значение S_K
1		8	$\frac{2P}{\pi R} K$
2		24 ... ∞	$\frac{4F}{\pi R} K \cos \kappa \alpha$
3		36 ... ∞	$\frac{3P}{\pi R} K$
4		8	$\frac{\Delta E h R^2 \beta_K^3 \frac{\cos \kappa \psi}{\kappa^3 (\kappa^2 - 1)^2}}{[A_{1K} V_1(\beta_K \alpha) - A_{2K} V_2(\beta_K \alpha)] \frac{\cos \kappa \psi}{(\kappa^2 - 1)^2}}$
5		24 ... ∞	$\frac{\Delta E h R^2 \beta_K^3}{8[A_{1K} V_1(\beta_K \alpha) - A_{2K} V_2(\beta_K \alpha)]}$
6		8	$S_0 = -\frac{T}{\pi R} \quad S_K^* = -\frac{2T}{\pi R} \quad T = \frac{M_{KP}}{2R}$
7		36 ... ∞	$S_0 = -\frac{3T}{2\pi R} \quad S_K^* = -\frac{3T}{\pi R} K \quad T = \frac{M_{KP}}{3R}$
8		8	$S_0 = -\frac{T_0}{2\pi} \quad S_{K=4}^* = -\frac{T_0}{4} \quad T_0 = \frac{M_{KP}}{R^2}$
9		268	$S_K^* = -\frac{2P_0 K}{\pi} \left[\frac{\sin(\kappa+4)\frac{\pi}{8}}{\kappa+4} + \frac{\sin(\kappa-4)\frac{\pi}{8}}{\kappa-4} \right]$

пряжения имели удовлетворительное совпадение с экспериментом и вблизи места установки кулачка генератора волн, что говорит о снижении местных напряжений.

При изучении напряженного и деформированного состояния гибкого колеса с упругим закреплением торца выяснялось влияние упругой диафрагмы на картину распределения напряжений в окружном и продольном направлениях, а также изучались напряжения, действующие в зоне сопряжения гибкого колеса с диафрагмой. При исследовании установлено, что при внешнем диаметре закрепления диафрагмы, большем 1,3 диаметра цилиндра и при их близких толщинах эпюра распределения окружных напряжений по длине гибкого колеса близка к эпюре гибкого колеса со шлицевым закреплением торца. Экспериментальные напряжения в продольном направлении рядом с зубчатым венцом, как и в гладком гибком элементе со шлицевым присоединением, были ниже расчетных. При изучении напряженного состояния в зоне сопряжения колеса и диафрагмы было обнаружено, что напряжения в этом месте примерно в восемь раз ниже, чем максимальные напряжения изгиба в окружном направлении в месте установки генератора. Этот факт, а также вышеизложенное свидетельствуют о том, что диафрагма незначительно влияет на распределение перемещений и напряжений. Поэтому расчет подобных гибких колес можно приближенно производить, пренебрегая жесткостью упругого закрепления.

Известно, что долговечность гибких колес повышается, если зубчатый венец нарезан на некотором расстоянии от торца. Однако, удаление места нарезки зубчатого венца от края оболочки связано с рядом отрицательных свойств, одним из которых является повышение нагрузки на генератор волн. Для определения рационального места нарезки зубчатого венца по длине гибкого колеса исследовался вопрос — как изменяется кривизна вдоль образующей цилиндра, а также напряжения на торце, если оболочку деформировать одной и той же системой сил, но прикладывать их на различном расстоянии от торца. В процессе экспериментов обнаружено, что при удалении деформирующих усилий от торца образующая цилиндра имеет точку перегиба, а напряжения на торце в продольном направлении даже меняют знак. Замеченное обстоятельство изучалось на нескольких типоразмерах как гладких, так и зубчатых оболочек с различной длиной, толщиной и радиусом.

В результате экспериментального исследования для подсчета расстояния ξ от торца оболочки до места нарезки зубчатого венца получена зависимость

$$\xi = 0,85 \sqrt{Rh}. \quad (21)$$

Как известно, линейная теория оболочек использует в качестве одного из допущений условие малости перемещений по сравнению с толщиной стенки. В гибких колесах волновых передач перемещения обычно равны, а иногда и несколько превышают толщину стенки цилиндра. Чтобы выяснить возможность использования линейной теории оболочек для расчета гибких колес при упомянутых перемещениях, был произведен аналитический расчет гибких колес с позиций линейной теории оболочек, а для учета возможных отклонений, даваемых расчетом, одновременно проводилось экспериментальное исследование. В результате проведенных вычислений и данных опыта было установлено, что для гибких колес со шлицевым закреплением торца можно применять линейную теорию оболочек, так как при перемещении, превышающем толщину стенки даже в два раза, экспериментальные напряжения были выше расчетных на 15%.

В диссертации приведены фотографии экспериментальных стенов, испытываемых гибких колес, генераторов волн и используемых приборов. Результаты расчетов и экспериментов сведены в таблицы, а также отображены на графиках и соответствующих эпюрах.

Выводы и рекомендации

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно заключить следующее:

1. Разработана методика расчета на прочность наиболее распространенных в промышленности модификаций гибких колес волновой передачи, основанная на применении полубезмоментной теории оболочек. Получены рабочие формулы, позволяющие определить напряженное и деформированное состояние гибкого колеса при различных вариантах закрепления торца с учетом разнообразного спектра внешних нагрузок. Возможности методики проиллюстрированы на примерах решения 10 типовых схем нагружения гибкого колеса со шлицевым, жестким и упругим закреплением торца. Результаты, полученные расчетным путем, удовлетворительно согласуются с данными экспериментальной проверки.

2. Предложен инженерный метод расчета на прочность гибких колес с нежестким закреплением торца, который позволяет достаточно точно и быстро определять внутренние си-

ловые факторы и перемещения гибких колес не только средней, но и малой длины ($3R \leq l \leq R$). Показано также, что при шлицевом закреплении гибкого колеса удовлетворительные результаты при подсчете изгибных напряжений можно получить с помощью различных методов расчета в том числе и наиболее простых, основанных на теории деформаций плоских колец.

3. Изучено влияние некоторых конструктивных параметров и вариантов закрепления гибких колес на их напряженное и деформированное состояние. Установлено что:

а) перемещения в оболочке несущественно изменяются при наличии зубчатого венца и его влияние в основном необходимо учитывать при определении нагрузки на генератор волн уточняющим коэффициентом 1,28;

б) для расчета гибких колес со шлицевым закреплением торца можно применять линейную теорию оболочек при перемещениях, изменяющихся в интервале до двух толщин стенок цилиндра, при этом расхождение экспериментальных и расчетных данных не превышает 15%;

в) глухое закрепление торца повышает жесткость гибкого колеса и приводит к значительному росту напряжений, которые примерно в три раза выше, чем при шлицевом закреплении;

г) при внешнем диаметре закрепления плоской диафрагмы, большем 1,3 диаметра оболочки и при их близких толщинах расчет на прочность гибких колес можно приближенно производить без учета влияния упругого закрепления.

4. Выданы рекомендации по выбору конструктивных параметров гибких колес, оптимальных по выносливости и статической прочности:

а) длина гибкого колеса должна выбираться в интервале:

$$1,75R \leq l \leq 2,25R.$$

При больших длинах растут габариты и вес волнового редуктора, понижается его крутильная жесткость. С уменьшением длины увеличивается напряженное состояние гибкого колеса, повышается нагрузка на генератор волн, снижается к. п. д. передачи. Влияние отрицательных факторов наиболее существенно начинает сказываться при длине $l < 1,5R$;

б) толщина стенки гибкого колеса должна выбираться из равенства:

$$h = (0,0014 - 0,0022) R \sqrt{i}.$$

При меньших толщинах гибкое колесо обладает малой несущей способностью, при больших толщинах повышаются изгибные напряжения в гибком колесе.

При рекомендуемой толщине стенки гибкое колесо будет обладать высокими запасами по выносливости и статической прочности;

в) место нарезки зубчатого венца по длине гибкого колеса должно отстоять от торца оболочки на расстоянии

$$\xi = 0,85 \sqrt{Rh}.$$

При меньших расстояниях повышаются напряжения по краю гибкого колеса, что способствует зарождению усталостных трещин, при больших расстояниях увеличивается нагрузка на генератор волн, повышаются контактные напряжения и уменьшается к. п. д. передачи.

*
* *

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. К вопросу о напряженном и деформированном состоянии гибких элементов волновых передач.

«Известия вузов. Машиностроение», № 3, 1969.

2. О напряженном и деформированном состоянии гибких элементов волновых передач. «Известия вузов. Машиностроение», № 5, 1969, (в соавторстве).

3. Расчет профиля кулачка генератора волновой передачи. В сб. «Расчет, проектирование, технология изготовления и контроль малогабаритных редукторов». ЛДНТП, 1968 (в соавторстве).

4. Исследование гибких элементов волновых передач. В сб. «Научно-техническая конференция по волновым зубчатым передачам», Л., 1969 (в соавторстве).

5. Волновые зубчатые передачи, ЦАГИ им. профессора Н. Е. Жуковского, отчет № 406, 1969.

6. Конструкция и расчет основных элементов волновых передач. «Известия вузов. Машиностроение», № 10, 1969 (в соавторстве).

7. Исследование гибких элементов волновых передач, ЦАГИ им. профессора Н. Е. Жуковского, отчет № 423, 1969.

Результаты работы по теме диссертации доложены:

1. На конференции по расчету и проектированию малогабаритных редукторов, Ленинград, март, 1968.

2. На заседании кафедры «Детали машин» Московского высшего технического училища им. Н. Э. Баумана, февраль, 1969.

3. На Совете конструкторов Центрального аэро-гидродинамического института им. профессора Н. Е. Жуковского, май, 1969.

4. На Научно-техническом семинаре в отделении волновых передач лаборатории МИНСТАНКОПРОМА при МВТУ им. Н. Э. Баумана, октябрь, 1969.

