

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

Владимир Иванович РЯБОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ ГЕНЕРАТОРОВ
ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(05.161 — Машиноведение и детали машин)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



1186912

Рябов В. И. Исследование к

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

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

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Волков Д. П.,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Саверский А. С.

Ведущее предприятие — ВНИИ редуктор г. Киев.

Автореферат разослан « » 197 г.

Защита диссертации состоится « » 197 г.

на засед
тета М
2-я Бау

ического факуль-
Москва, 107005,

Ваш
ренные

мплярах, заве-
анному адресу.

С д
им. Н.

иотеке МВТУ

Учен

М186912

Колобов Л. Н.

Волновые зубчатые передачи, сведения о которых появились в печати немногим более десяти лет, находят в настоящее время все большее применение в ряде важнейших областей техники как в СССР, так и за рубежом. Они позволяют не только по новому решить целый ряд задач в вакуумной технике, приборостроении, химической технике, станкостроении, но и создать малогабаритные и экономичные приводы общего назначения.

Волновые передачи обладают рядом преимуществ по сравнению с известными зубчатыми передачами. Так, например, они позволяют получать большие передаточные числа в одной ступени (от 60 до 350), имеют небольшой вес и высокую кинематическую точность, могут быть выполнены безлюфтовыми, обеспечивают возможность передачи вращения в замкнутый (герметичный) объем.

М 186912
Одним из основных звеньев волновой передачи является генератор волн. Его надежность и долговечность определяет ресурс работы всей передачи, оказывают значительное влияние на работоспособность гибких колес, КПД, нагрузочную способность, точность и другие эксплуатационные характеристики. Среди различных типов генераторов в силовых зубчатых волновых передачах массового применения наибольшее распространение получили кулачковые генераторы, выполненные в виде овольного кулачка с напрессованным на него гибким — с тонкими кольцами — подшипником качения. Такие генераторы просты по конструкции, надежны в работе, обладают высокой работоспособностью и КПД, позволяют получить оптимальную форму деформации гибкого колеса и сохранить ее при передаче больших полезных нагрузок. Исследованию кулачковых генераторов волновых зубчатых передач и посвящена реферируемая работа, которая состоит из введения, пяти глав и приложения. После каждой главы даются выводы по соответствующим разделам исследования.

Во введении отмечается перспективность применения волновых передач в приводах машин. Сообщаются основные направления в исследованиях волновых передач. Даются библиографические ссылки на работы, в которых излагаются результаты этих исследований.

В первой главе дается краткое описание устройства и принципа работы волновой зубчатой передачи, а также обзор и краткий сравнительный анализ основных конструктивных схем механических генераторов волновых передач. Особо отмечаются преимущества кулачковых генераторов волн с гибкими подшипниками качения в сравнении с механическими генераторами других типов. Основным отличием гибких подшипников, применяемых в волновых передачах, является наличие тонкостенных колец, деформации которых не могут рассматриваться как малые по

сравнению с их габаритными размерами. Наличие таких деформаций и характер приложения внешних нагрузок существенным образом изменяют распределение давлений по телам качения и, следовательно, делают неприемлемыми известные методы расчета подшипников. Кроме того, некруглая форма гибкого подшипника в волновой передаче определенным образом влияет на кинематику и динамику сепаратора и тел качения, поэтому требуют особого подхода к расчету и проектированию, а также к экспериментальным исследованиям. В настоящее время специальных работ, посвященных исследованию работоспособности кулачковых генераторов в литературе не имеется. Ее актуальность подтверждена тем, что исследованиями, проведенными в ряде организаций и в том числе в МВТУ им. Баумана, установлено, что основные потери мощности в волновой передаче приходится на генератор волн, а долговечность многих экспериментальных образцов связано также с разрушением гибкого подшипника.

Исходя из вышеизложенного перед автором настоящей работы поставлены следующие задачи:

1. Разработать методику и установки для исследования качественных характеристик кулачковых генераторов волн.

2. Исследовать кинематику и геометрию гибкого подшипника.

3. Разработать инженерные методы расчета и практические рекомендации по проектированию и применению кулачковых генераторов (гибких подшипников) в волновых передачах.

Вторая глава посвящена теоретическому исследованию кинематики и геометрии гибкого подшипника. Кинематика тел качения и сепаратора рассматривается при остновленном гибком колесе (наружном кольце подшипника) в зависимости от формы профиля и угловой скорости ω_B кулачка, радиальной деформации w^* гибкого колеса и конструктивных параметров подшипника. В случае установки подшипника на овальный кулачок, радиус-вектор которого выполнен по зависимости $\rho = 0,5d_n + w^*$, где $w^* = \Delta \cos 2\varphi$, угловая скорость шарика, расположенного под углом $\varphi = 45^\circ$ к большой оси овала деформации

$$\omega_1 = \frac{\omega_B}{2} \cdot \frac{r}{r + r_w} \quad (1)$$

В зоне большой оси ($\varphi = 0$, $w^* = \Delta$)

$$\omega_2 = \frac{\omega_B}{2} \left(\frac{r + 2\Delta}{r + r_w + \Delta} \right) \quad (2)$$

В зоне малой оси ($\varphi = 90^\circ$, $w^* = -\Delta$)

$$\omega_3 = \frac{\omega_B}{2} \left(\frac{r - 2\Delta}{r + r_w - \Delta} \right) \quad (3)$$

В общем виде

$$\omega = \frac{\omega_B}{2} \left(\frac{r + 2w^e}{r + r_w + w^e} \right) \quad (4)$$

Угловое ускорение тел качения можно определить, приняв $w^e = \Delta \cos 2\varphi$ и продифференцировав обе части уравнения (4) по времени. После преобразований получим

$$\varepsilon_1 = -2\omega_B \cdot \frac{\Delta}{r + r_w} \quad (5)$$

Соответственно

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 0 \quad (6)$$

где r — радиус по канавке внутреннего кольца подшипника,

r_w — радиус шарика,

d_n — внутренний диаметр подшипника.

Сопоставляя (1), (2) и (3) отмечаем

$$\omega_3 < \omega_1 < \omega_2 \quad (7)$$

Следовательно, в некруглом подшипнике при вращении кулачка с постоянной угловой скоростью тела качения перемещаются в окружном направлении с переменной скоростью и ускорением. Анализ взаимодействия тел качения и сепаратора показал, что сепаратор в ненагруженном подшипнике ведут в основном два шарика, расположенные под углом 45° к большой оси кулачка против его вращения. Угловая скорость сепаратора определяется выражением (1), колеблется около среднего значения и равна примерно половине угловой скорости кулачка. На основании рассмотренной кинематики подшипника по разности угловых скоростей тел качения и сепаратора определены необходимые зазоры δ между стенкой сепаратора и шариком (зазоры в гнездах)

$$\delta = \gamma (r + r_w - \kappa \Delta) \quad (8)$$

где γ — угол отставания шарика от сепаратора,

κ — коэффициент, зависящий от формы кулачка.

При форме кулачка $\rho = 0,5 d_n + \Delta \cos 2\varphi$

$$\begin{aligned} \gamma = & \frac{1}{1 - \frac{r}{2(r+r_w)}} \left[\frac{r}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{arctg} \frac{r+r_w - \Delta}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} - \right. \\ & - \frac{r}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{arctg} \frac{r+r_w - \Delta}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{2} - \\ & - 2 \frac{r+r_w}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{arctg} \frac{r+r_w - \Delta}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} + \\ & + 2 \frac{r+r_w}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{arctg} \frac{r+r_w - \Delta}{\sqrt{(r+r_w)^2 - \Delta^2}} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4} - \\ & \left. - \frac{r \cdot \frac{\pi}{2}}{r+r_w} + \frac{r \cdot \frac{\pi}{4}}{r+r_w} \right] \quad (\kappa = 1) \end{aligned} \quad (9)$$

Для гибкого подшипника, деформированного по форме кольца четырьмя радиальными силами, расположенными под углом $\beta = 35^\circ$ к большой оси (форма кулачка МВТУ им. Баумана)

$$\delta = \frac{1}{1 - \frac{r}{2(r+r_w)}} \int_{46^\circ 36' 51''}^{\frac{\pi}{2}} \left\{ \frac{r + \frac{2\Delta}{A - 4/\pi} \left[B \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \beta \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right]}{r + r_w + \frac{\Delta}{A - 4/\pi} \left[B \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \beta \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right]} - \frac{r}{r + r_w} \right\} d\varphi \quad (\kappa = 1, 2) \quad (10)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \sin \beta + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \cos \beta \\ B &= \cos \beta + \beta \sin \beta \end{aligned} \quad (11)$$

Была исследована зависимость δ от величины и формы деформации гибкого колеса W , а также конструктивных параметров гибкого подшипника. При деформации гибкого колеса (подшипника) по форме $W = \Delta \cos 2\varphi$ значения δ получаются меньше, чем при форме кольца, растянутого 4-мя силами. Размеры тел качения в первом случае практически не оказывают влияния на величину δ . Во втором случае решение уравнений (8) и (10) выполнялось на вычислительной машине Минск -22. Установлено, что с увеличением Δ , а также уменьшением размеров тел качения, зазоры в гнездах получаются больше. Сравнение замеренных и рассчитанных по приведенной методике величин δ показало их хорошее соответствие, что подтверждает правильность предлагаемого метода расчета.

Приведенные выше зависимости для определения зазоров в гнездах сепаратора получены в предположении, что радиальные зазоры в подшипнике равны нулю, а размеры кулачка и подшипника выполнены по номиналу.

Однако, исследования показывают, что для повышения долговечности подшипника они должны выполняться с гарантированным радиальным зазором. В этом случае тела качения, расположенные в зоне минимальной оси кулачка (ненагруженной зоне) падают, тем самым вносят существенные искажения в процесс взаимодействия их с сепаратором. Искажение тем больше, чем больше зазор δ . В одном из американских патентов для исключения падения шариков в ненагруженной зоне предлагается сепаратор выполнять с конусными гнездами. Нами исследована такая конструкция сепаратора. По вышеизложенной теории подсчитаны углы конуса гнезд α и другие размеры.

Получено, что сепаратор по патенту США при форме кулачка, соответствующей форме кольца, растянутого 4-мя силами при $\beta = 35^\circ$ должен иметь угол конуса гнезд

$$\alpha = 20^\circ \quad \text{при} \quad \Delta/m = 0,7$$

$$\alpha = 30^\circ \quad \text{при} \quad \frac{\Delta}{m} = 1,0$$

$$\alpha = 40^\circ \quad \text{при} \quad \frac{\Delta}{m} = 1,5, \text{ где } m - \text{модуль зацепления.}$$

Сепаратор с конусными гнездами при средних скоростях вращения кулачка ($n = 1000+3000$ об/мин) и базировании в 4-х точках относительно колец деформированного подшипника показал плохие результаты по КПД. Однако, такая конструкция сепаратора при низких скоростях вращения кулачка ($n < 100$ об/мин) и базировании сепаратора по телам качения позволяет уменьшать максимальные моменты трения до 70%, что соответствует патентным рекомендациям.

В третьей главе приводится методика уточненного расчета профиля кулачка и результаты исследования посадок подшипника на кулачок и в гибкое колесо. Как и в ранее опубликованной каф. детали машин МВТУ им. Баумана методике полагаем, что форма кулачка эквидистантна к принятой форме деформации гибкого колеса, которая соответствует форме кольца, растянутого 4-мя радиальными силами, расположенными относительно большой оси овала под углом $\beta = 35^\circ$. При этом размеры кулачка генератора силовой волновой передачи по уточненной методике определяются с учетом податливости системы "гибкое колесо-кулачок"

$$\rho = 0,5d_n + K_w \cdot w \quad (12)$$

где ρ - радиус-вектор кулачка; d_n - внутренний диаметр гибкого подшипника; $K_w > 1$ - коэффициент, учитывающий влияние зазоров и контактных деформаций на уменьшение размеров генератора под нагрузкой; w - приращение радиуса-вектора, равное радиальной деформации гибкого колеса.

Значения w для принятой формы кулачка находятся по известным зависимостям на участке $0 \leq \varphi \leq \beta$

$$w = \frac{\Delta}{A - 4/\pi} \left[A \cos \varphi + \varphi \sin \beta \cdot \sin \varphi - \frac{4}{\pi} \right] \quad (13)$$

на участке $\beta \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$w = \frac{\Delta}{A - 4/\pi} \left[B \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \beta \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right] \quad (14)$$

Здесь А и В - постоянные коэффициенты, определяемые по уравнению (11)

На большой оси овала деформации значение w равно радиальному перемещению гибкого колеса Δ , по величине которого обычно ведется расчет зацепления волновой передачи без учета нагрузки. Тогда с учетом зазоров и контактных деформаций в системе K_w можно представить в виде:

$$K_w = \frac{\Delta + \delta_{\text{ззз}} + \delta_{\kappa}}{\Delta} \quad (15)$$

где $\delta_{\text{заз}}$ — средняя величина суммарного зазора в размерной цепи кулачков — гибкое колесо; $\delta_{\text{к}}$ — величина упругого сближения колец подшипника.

При расчете $\delta_{\text{заз}}$ необходимо учитывать начальный радиальный зазор в гибком подшипнике и зазор между подшипником и гибким колесом. Исследования показывают, что под нагрузкой основную долю контактных деформаций (до 70%) составляют сближения колец подшипника. Для гибкого шарикоподшипника их можно определить по известным зависимостям, полученным для обычных радиальных шарикоподшипников

$$\delta_{\text{к}} = 3,72 \cdot 10^{-5} \frac{P}{J} \sqrt{P_{\text{ш}}^2 \left(\frac{4}{d_{\text{ш}}} \pm \frac{1}{R_{\text{к}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)} \quad (16)$$

где $\frac{P}{J}$ — значения по таблице в зависимости от

$$\cos \tau = \frac{\frac{1}{R_{\text{к}}} + \frac{1}{r_{\text{ж}}}}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} \pm \frac{1}{R_{\text{к}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}}} \quad (17)$$

Верхние знаки — для контакта шара с наружным кольцом, нижние — с внутренним кольцом. $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика; $R_{\text{к}}$ — радиус по канавке наружного и внутреннего кольца соответственно $r_{\text{ж}}$ — радиуса желобов наружного и внутреннего кольца соответственно

$P_{\text{ш}}$ — давление на наиболее нагруженный шарик.

Согласно результатам исследований, полученных в Станкине

$$P_{\text{ш}} = 7 \frac{R}{Z} \quad (18)$$

где R — нагрузка, действующая на гибкий подшипник кулачкового генератора в рабочей зоне каждой волны, Z — число шариков в подшипнике. На основании многочисленных экспериментов, проведенных в МГТУ им. Баумана, нагрузку на генератор в каждой волне приближенно можно принять

$$R = 0,45 \frac{M_{\text{T}}}{D_{\text{n}}} \quad (19)$$

где M_{T} — момент на тихоходном валу передачи; D_{n} — наружный диаметр гибкого подшипника.

Второе уточнение размеров кулачка генератора связано с посадкой подшипника на кулачок. При расчете радиуса-вектора кулачка ρ по зависимости (12) учитываются поправки Δu^* , связанные с окружными перемещениями V точек срединной линии гибкого колеса при его деформации. Искомое значение ρ определяется не под углом φ , а под углом $(\varphi + \Delta\varphi)$ где

$$\Delta\varphi = \frac{1,71}{0,5 d_{\text{n}}} \quad (20)$$

на участке $0 \leq \varphi \leq \beta$

$$\psi = -\frac{\Delta}{A - \frac{4}{\pi}} \left[A \sin \varphi + \sin \beta \left(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \varphi \right) \right] \quad (21)$$

на участке $\beta \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$\psi = -\frac{\Delta}{A - \frac{4}{\pi}} \left[-B \cos \varphi + \frac{\pi}{2} \cos \beta \sin \varphi - \cos \beta \left(\cos \varphi + \varphi \sin \varphi - \frac{4}{\pi} \varphi + 2 \right) \right] \quad (22)$$

Величина $\Delta \psi$ мала и значения w^* , рассчитанные для ψ или $(\psi + \Delta \psi)$ отличаются мало, их разность $\Delta w^* = w_{\psi + \Delta \psi}^* - w_{\psi}^*$ измеряется микро-нами и не имеет существенного значения для формы деформации гибкого колеса. Однако, как показывает практика, при расчете посадок этой разностью пренебрегать не следует. Она соизмерима с натягом посадки подшипника на кулачок, увеличивает этот натяг и может привести к разрыву внутреннего кольца или к заклиниванию шариков. Исследование различных форм деформаций гибких колес показывает, что абсолютная величина $\psi_{\max}$ имеет место при $\varphi = 45^\circ$. Здесь же будет $\Delta \psi_{\max}$ и $\Delta w_{\max}^*$. Величины $\Delta \psi$ и Δw^* монотонно убывают в обе стороны до нуля в точках $\varphi = 0$ и $\varphi = 90^\circ$. С целью облегчения расчетов ρ ниже приводится таблица I, в которой представлены значения $\Delta w_{\max}^*$, вычисленные для некоторых типоразмеров кулачков (внутренних диаметров гибких подшипников) начиная с 30 мм до 500 мм.

Таблица I

$\frac{\Delta'_{\kappa}}{\Delta_n} = 0,0075$	Внутренний диаметр гибкого подшипника d_n (мм)						
	30	40	45	60	75	90	120
$\Delta w_{\max}^*$	- 0,005	0,006	-0,007	-0,009	-0,012	-0,014	-0,019
(мм)	150	180	220	300	360	400	500
	- 0,024	-0,028	-0,035	-0,048	-0,058	-0,064	-0,080

В таблице I для каждого типоразмера кулачка указана наиболее вероятная величина Δ'_{κ}/d_n при других значениях Δ_{κ}/d_n значение $\Delta w_{\max}^*$ можно получить умножением табличного значения $\Delta w_{\max}^*$ на отношение $\Delta_{\kappa}/\Delta'_{\kappa}$, где Δ_{κ} — фактическое значение приращения радиуса-вектора кулачка на большой оси, Δ'_{κ} — табличное значение.

Для проверки полученных зависимостей проведены эксперименты по замеру усилий запрессовок гибких подшипников трех типоразмеров ($d_n = 60, 115$ и 310 мм) на кулачки, размеры которых были выполнены с учетом $\Delta \psi$ и без учета $\Delta \psi$ (Δw^*).

Испытания показали, что в первом случае усилия при напрессовке получаются примерно в 2 раза выше, чем во втором. Выполнение кулачков с учетом Δw^* дает усилия запрессовки, соответствующие выбранной

посадке и согласуются с усилиями запрессовки при посадке стандартных подшипников на вал. На основании многочисленных экспериментов установлено, что усилие при напрессовке подшипника на кулачок может быть подсчитано как

$$S = f \left(\frac{\delta_0 \pi B E}{2N} + 4P \right), \text{ кг} \quad (23)$$

где $f = 0,1-0,12$ - коэффициент трения скольжения, когда сопрягаемые поверхности смазаны маслом; δ_0 - расчетный натяг между подшипником и кулачком, см; B - ширина подшипника; E - модуль упругости;

$$N = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_o} \right)^2} \quad (24)$$

d_0 - наружный диаметр внутреннего кольца подшипника, P - усилие от упругости колец подшипника.

$$P = \frac{2 \Delta_k E}{A - 4 \sqrt{J}} \left(\frac{J_1}{r_1^3} + \frac{J_2}{r_2^3} \right) \quad (25)$$

где Δ_k - приращение радиуса-вектора кулачка на большой оси;
 J_1, J_2 - моменты инерции сечений наружного и внутреннего колец подшипника

$$J_1 = \frac{B T_1^3}{12}; \quad J_2 = \frac{B T_2^3}{12} \quad (26)$$

T_1, T_2 - толщины наружного и внутреннего кольца подшипника;
 r_1, r_2 - радиусы срединной линии наружного и внутреннего кольца;
 A - коэффициент, зависящий от формы кулачка (см. уравнение II).

Исследовано влияние натяга посадки подшипника с размерами II5x xI55x26 мм на момент сопротивления вращению генератора. Установлено, что при натягах свыше 30 мкм, момент сопротивления вращению генератора резко возрастает. Наилучшие результаты соответствуют посадке подшипника на кулачок по P_n и C_n . Ранее высказывалось мнение, что гибкий подшипник нужно устанавливать на кулачок с некоторым зазором, с тем, чтобы внутреннее кольцо во время работы имело возможность поворачиваться относительно кулачка. Предполагалось, что это будет способствовать равномерному износу дорожки качения внутреннего кольца. Наши исследования показали, что внутреннее кольцо при этом не вращается, а попадание масла между подшипником и кулачком приводит к пригару масла и контактной коррозии. С целью установления оптимальной посадки подшипника в гибкое колесо исследовано влияние зазора (натяга) посадки на КПД волнового редуктора.

Как известно, наружное кольцо подшипника кулачкового генератора и гибкое колесо имеют относительные перемещения (главным образом, в осевом направлении). Экспериментальные исследования показывают, что потери при этих перемещениях, особенно под нагрузкой, с уменьшением зазора посадки возрастают по зависимости близкой к экспоненциальной. Максимальный КПД редуктора (0,91) и соответственно минимальный момент сопротивления вращению генератора (при условной нагрузке) получены при зазоре равном средней величине зазора посадки C_{Π} . При переходе к плотной посадке (Π_{Π}) КПД редуктора снижается до 0,6; при этом момент сопротивления вращению генератора M_c возрастает более, чем в 3 раза. С увеличением зазора посадки M_c практически не изменяется, а КПД редуктора уменьшается в связи с искажением формы деформации гибкого колеса.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию качественных характеристик кулачковых генераторов волновых передач. Описываются методы исследования кулачковых генераторов, устройство испытательных стандов и принцип их работы. При отработке конструкции кулачкового генератора за критерии оценки его качества приняты — момент сопротивления вращению генератора, КПД редуктора и срок службы гибкого подшипника. Испытания гибких подшипников на ресурсе и измерения КПД волнового редуктора проводились на стандах с разомкнутым силовым потоком (открытых стандах), имеющих структуру: электродвигатель—редуктор—тормоз. Для замеров КПД редуктора использовался специально разработанный стенд с электромагнитным порошковым тормозом ПТ-100М конструкции ЭНИМС. Параметры волновой передачи $Z_r = 203$; $Z_* = 205$; $\xi_r = -0,6$; $\xi_* = -0,6$; $m = 0,8$; $\alpha_d = 20^\circ$; $\Delta x_m = 1,08$; $i = 101,5$; $M_{ном} = 100$ кгм. Внутренний диаметр гибкого подшипника — 115 мм, наружный — 155 мм, диаметр шариков — 15,08 мм; число шариков — 22.

При испытании генератора в волновой передаче оценить потери, связанные с конструкцией сепаратора, посадками подшипника на кулачок и в гибкое колесо, крайне затруднено из-за влияния других факторов, действующих в передаче, например, геометрии зацепления. В связи с этим ускоренные испытания кулачковых генераторов проводились на другом стенде (в гибком цилиндре) отдельно от волновой передачи. При этом оценка потерь в генераторе производилась по моменту сопротивления вращению генератора при условной нагрузке, создаваемой специальным кольцом, одетым на гибкий цилиндр. В этой главе дается также оценка принятым методам испытаний кулачковых генераторов.

Отмечается, что весьма ответственной деталью гибкого подшипника является сепаратор. Специфическая кинематика тел качения в гибком подшипнике ухудшает условия работы сепаратора в волновой передаче по сравнению с сепараторами обычных подшипников и вызывает дополнительные нагрузки и износ перемычек и базировочных поверхностей. На стенде при условной нагрузке испытано 5 различных конструкций сепараторов из латуни, дюрала и текстолита. Рассмотрены способы базирования сепаратора и влияние зазора между шариком и сепаратором на потери в гибком подшипнике. Наилучшие результаты по КПД получены при корончатом текстолитовом сепараторе самозапирающейся конструкции, выполненной с центровкой по шарикам.

В работающем гибком подшипнике силы надавливания тел качения на сепаратор могут быть причиной его износа и разрушения, а также низкого КПД. Величина этих сил зависит от материала и конструкции сепаратора, формы и размеров его гнезд, нагрузки на генератор, скорости вращения кулачка, радиального зазора в подшипнике и т.д. Многообразие влияющих факторов затрудняет теоретическое определение указанных сил. Предложен метод экспериментального определения сил надавливания, основанный на замере деформации перемычки сепаратора тензометрированием. Испытания проводились при скорости вращения кулачка $n = 100$ об/мин с гибким подшипником ($D_n = 155$ мм), разработанным и изготовленным во ВНИИП е.

Получено, что с увеличением нагрузки M_T на тихоходном валу редуктора силы надавливания тел качения на сепаратор также увеличиваются. При зазоре между шариком и сепаратором равном $0,25\delta_{теор.}$ (в подшипнике ВНИИП) силы надавливания составляют 9,8 кг при $M_T = 80$ кгм, а при оптимальных (по нашему мнению) зазорах в гнездах ($0,5\delta_{теор.}$) силы надавливания уменьшаются примерно вдвое и составляют 4,2 кг. Регистрацией каждого оборота сепаратора и кулачка удалось установить зону контакта шарика с перемычкой сепаратора, которая составляет от 46° до 50° и располагается под углом $18^\circ - 22^\circ$ к большой оси кулачка. Получено, что в нагруженном подшипнике сепаратор в каждой волне ведет 3-4 шарика при числе их $Z = 23$. На основании полученных осциллограмм и результатов измерения КПД редуктора определены потери на трение в гнездах сепаратора ψ_1 и потери на трение качения в гибком подшипнике ψ_2 . Расчеты показали, что при уменьшенных зазорах значения $\psi_1 = 7,25\%$, $\psi_2 = 2,86\%$, а при оптимальных - $\psi_1 = 3,38\%$ и $\psi_2 = 2,86\%$. Таким образом, ре-

зультаты описанного здесь эксперимента подтверждают:

а) правильность наших рекомендаций по выбору зазоров в гнездах

б) правильность вышеприведенных теоретических исследований по кинематике тел качения и их взаимодействия с сепаратором.

Одним из важнейших условий хорошей работы гибких подшипников является поддержание оптимальных радиальных зазоров. Величина радиального зазора прежде всего оказывает влияние на нагрузочную способность передачи и долговечность гибкого подшипника. Наибольший КПД редуктора и долговечность шарикоподшипников получены при комплектующих зазорах, выбранных по нормам для обычных шарикоподшипников нормального класса точности. В гибком шарикоподшипнике в результате деформации его наружного кольца в осевом направлении тела качения заземляются при тесном желобе колец, что приводит к возрастанию потерь в генераторе. С целью повышения КПД генератора целесообразно радиус желоба наружного кольца выполнять равным $(0,54+0,55)d_w$ вместо $0,52 d_w$ в обычных, сохранив радиус желоба внутреннего кольца в пределах $(0,515 + 0,525) d_w$.

В силовых волновых передачах для обеспечения заданной формы деформации гибкого колеса под нагрузкой от гибкого подшипника кулачкового генератора требуется большое число точек опор, то есть большое число тел качения. С этих позиций как будто целесообразно применять тела качения малых размеров. Однако, на основе практики исследований обычных подшипников известно, что уменьшение размеров тел качения при скоростях 1000-3000 об/мин приводит к снижению грузоподъемности и КПД. Для выяснения этих вопросов исследовано влияние диаметра и количества шаров в гибком подшипнике на КПД редуктора. Испытано 5 гибких шарикоподшипников с наружным диаметром 155 мм со следующим диаметром и числом шаров: 10 мм и 32; 12,71 мм и 26; 14,288 мм и 23; 15,081 мм и 22; 20,636 мм и 16. В каждом из указанных подшипников число шаров выбрано максимально возможным. Внутренний диаметр подшипника изменялся в зависимости от выбранного диаметра шара. В результате исследования установлено, что КПД редуктора при увеличении диаметра шарика до 15,081 мм возрастает по кривой имеющий максимум (0,91) при $M_d=100$ кгм. С увеличением диаметра шарика против указанного КПД редуктора уменьшается и при диаметре шарика равном 20,636 мм имеет значение 0,82. Для подшипника с $d_w = 15,08$ мм проварьировано число шаров. Один и тот же подшипник испытан при числе шаров: 22, 20 и 18. Установлено, что с уменьшением числа шаров КПД редуктора уменьшается.

Исследовано влияние на КПД редуктора способов закрепления генератора на ведущем валу и глубины его установки в гибкое колесо КПД редуктора при упругом с помощью резины, а также шарнирном с помощью шлиц закрепления генератора на валу получен выше, чем при жестком примерно на 5%. Упругое соединение кулачка с валом позволяет компенсировать технологические погрешности, уменьшить нагрузки на гибкий подшипник и тем самым повысить работоспособность генератора. Кроме того, момент трогания генератора при упругом закреплении кулачка на валу получается равномерным и меньшей величины, чем при жестком. Отмечается, что при установке средней плоскости подшипника вглубь на $2/3$ длины зубьев гибкого колеса КПД редуктора повышается в среднем на 3-5% по сравнению с установкой генератора посередине зубчатого венца.

Одним из резервов повышения нагрузочной способности волновой передачи и КПД является создание предварительного натяга в зацеплении. Для исследования этого вопроса выбрано зацепление, рассчитанное при величине деформации гибкого колеса $\frac{\Delta_k}{m} = 1$; при этом профиль кулачков рассчитывался при $\frac{\Delta_k}{m} > 1$, а именно были рассчитаны и испытаны генераторы при $\frac{\Delta_k}{m} = 1; 1,03; 1,08; 1,15$ и $1,2$. Расчет профилей кулачков и величин Δ_k производился по методике, описанной в гл. III.

Очевидно, разность $(\Delta_k - \Delta)$ образует преднатяг в зацеплении при сборке передачи и выбирается за счет упругих деформаций в системе "жесткое колесо-кулачок". Испытания подтвердили, что предложенная в главе III методика расчета профиля кулачка генератора, учитывающая радиальные зазоры в подшипнике и контактные облизания колец под нагрузкой, обеспечивает максимальные значения КПД волновой передачи.

При создании высоконагруженных передач жесткость может быть решающей при выборе типа подшипника. В связи с этим разработана и испытана конструкция генератора с гибким роликовым подшипником. Получено, что КПД редуктора с гибким роликовым подшипником ниже, чем с гибким шарикоподшипником примерно на 10% и составляет 0,82.

Испытания гибких шарикоподшипников с наружным диаметром 80 мм на ресурс в волновом мотор-редукторе МВ₃-80 при нагрузке $M_d = 10$ кгм и скорости вращения кулачка $n = 1440$ об/мин показали, что при правильно выбранных параметрах генератора и зацепления срок службы гибкого подшипника составляет более 5000 часов. Износ дорожки качения внутреннего кольца не превышает 20 мкм. Прогрессивного износа сепаратора не наблюдается. В конце главы намечены пути повышения

работоспособности гибких подшипников.

В пятой главе даны рекомендации по проектированию кулачковых генераторов волновых передач.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Исследованиями кинематики установлено, что в гибком некруглом подшипнике в волновой передаче переменная скорость и ускорение тел качения оказывает существенное влияние на работу сепаратора. Теоретически получено и экспериментально подтверждено, что в ненагруженном подшипнике сепаратор ведут 1-2 шарика в каждой волне, а в нагруженном - 3-4 шарика при числе их $Z = 23$. Ведущие шарика располагаются под углом 45° к большой оси кулачка против его вращения. Наблюдается неравномерность нагрузки на перемычки сепаратора, из которых максимальная величина составляет 9,8 кг при $M_T = 80$ кгм.

2. Показано, что нагрузки на сепаратор можно уменьшить правильным выбором размеров гнезд, материала и конструкции сепаратора. Разработана его рациональная конструкция.

3. Предложена уточненная методика расчета профиля кулачка, учитывающая осадку генератора под нагрузкой и посадку подшипника на кулачок.

4. Разработаны методы и стенды для исследования качественных характеристик кулачковых генераторов волновых передач.

5. Установлена зависимость потерь мощности в генераторе от его основных конструктивных параметров. Даны рекомендации по выбору этих параметров, а также по способу закрепления генератора на ведущем валу передачи и глубине его установки в гибкое колесо.

6. Исследована работоспособность гибких шарикоподшипников. Установлено, что при правильно выбранных параметрах генератора и зацепления КПД редуктора составляет 0,91-0,92, а срок службы гибкого подшипника свыше 5000 часов.

7. Разработанные рекомендации проверены на трех типоразмерах кулачковых генераторов с наружным диаметром подшипников 80, 155 и 420 мм путем испытания их в волновой передаче.

8. Результаты исследования используются при разработке стандартного ряда волновых редукторов и мотор-редукторов общего назначения.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ КУЛАЧКОВЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ВОЛН

Настоящие рекомендации разработаны применительно к силовым зубчатым волновым передачам, однако некоторые из них могут использоваться также при разработке малонагруженных /кинематических/ передач.

Основные геометрические и конструктивные соотношения в кулачковых генераторах / гибких подшипниках/ определяются с учетом передаваемой нагрузки, КПД, условий эксплуатации передачи и т.п. Так, например, гибкие подшипники для несиловых передач должны обладать минимальным пусковым моментом и, следовательно, должны быть достаточно маломоментными и эластичными. Подшипники силовых волновых передач должны обеспечивать высокую нагрузочную способность, КПД, долговечность.

Выбор конструктивных параметров кулачка

Профиль кулачка выполняется эквидистантной к принятой форме деформации гибкого колеса. При этом приращение радиуса-вектора Δ_k по большой оси для кулачка следует выполнять больше радиальной деформации Δ гибкого колеса на величину зазора между подшипником и гибким колесом, на величину радиального зазора в подшипнике, а также контактных облизаний его колец под нагрузкой / см. формулы I2-I6/.

Кроме того, при расчете размеров кулачка, необходимо учитывать поправки, связанные с окружными перемещениями гибкого колеса. ψ / см. формулы 20-22 или табл. I/. Радиус-вектор кулачка рекомендуется выполнять с допуском, соответствующим стандартной посадке H. Чистота обработки рабочей поверхности кулачка должна быть не ниже $\nabla 7$. Для повышения долговечности гибкого подшипника рекомендуется упругое соединение кулачка с быстроходным валом или самоустанавливающаяся конструкция генератора.

Выбор конструктивных параметров гибких шарикоподшипников

Исследования качественных характеристик гибких подшипников, проведенные нами в силовых зубчатых волновых передачах, позволили выявить основные геометрические и конструктивные соотношения между отдельными их элементами / см. таблицу 2/.

Кольца гибких подшипников изготавливаются из шарикоподшипниковых сталей ШХ-9, ШХ-15 или нержавеющей сталей 9Х18Н или 1Х18Н.

При этом кольца, испытывающие циклическую знакопеременную деформацию / чаще всего наружные/, должны иметь твердость HRC 56-59, а кольца, не испытывающие знакопеременную деформацию /чаще всего внутренние/ - HRC 59-62. Для снижения концентрации нагрузки по ширине кольца и повышения КПД генератора наружный диаметр внешнего кольца гибкого подшипника рекомендуется выполнять с двумя фасками под углом 1° - $1^{\circ}30'$ на ширине 0,2В.

Таблица 2.

Геометрические соотношения между отдельными элементами шарикоподшипника

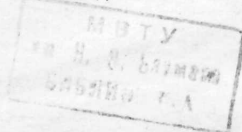
Отношение диаметра шарика к наружному диаметру шарикоподшипника	0,09-0,1
Отношение толщины наружного /внутреннего/ кольца шарикоподшипника к его наружному диаметру	0,020-0,023
Отношение наружного диаметра шарикоподшипника к внутреннему	1,33 - 1,35
Отношение глубины канавки наружного /внутреннего/ кольца шарикоподшипника к диаметру шарика	0,05 - 0,06
Отношение радиуса канавки /желоба/ наружного кольца шарикоподшипника к диаметру шарика	0,54 - 0,55
Отношение радиуса канавки /желоба/ внутреннего кольца шарикоподшипника к диаметру шарика	0,515-0,525
Отношение ширины колец шарикоподшипника к его наружному диаметру	0,15 - 0,17
Количество шариков в шарикоподшипнике	2I - 23

Чистоту обработки рабочих и посадочных поверхностей элементов гибких подшипников целесообразно сохранить соответствующей чистоте обработки, принятой для обычных подшипников в зависимости от класса точности последних.

Предельные отклонения размеров посадочных поверхностей, радиальный начальный зазор в гибком шарикоподшипнике, а также радиусы округлений колец рекомендуется выполнять по нормам, принятым для обычных радиальных шарикоподшипников нормального класса точности. Гибкий подшипник на кулачок следует устанавливать по посадке P_{II} , а в гибкое колесо - по C_{II} .

С целью уменьшения потерь на трение и повышения долговечности гибкого подшипника сепаратор рекомендуется выполнять корончатым самозапирающейся конструкции, имеющий цилиндрические радиальные отверстия и входные пазы.

Размер входного паза выполняется меньше диаметра шарика на величину 0,1-0,3 мм. Сепаратор необходимо проектировать таким образом, чтобы его центрирование осуществлялось по шарикам. Зазор между сепаратором и кольцами после установки подшипника на ку-



лачок / зазор плавания / должен быть не менее 0,05 от диаметра шарика. Основные конструктивные зависимости в сепараторе определяются из следующих выражений:

$$l = l' + 0,4 d_{ш}; \quad l' = \frac{B}{2} - 0,2; \quad d_r = d_{ш} + 0,5 \delta_{теор.}$$

$$d_{вн. сеп.} = d_{п} + 2T_2 + 2\Delta_k + 0,05 d_{ш}$$

$$D_{нар. сеп.} = D_{п} - 2T_1 - 2,4\Delta_k - 0,05 d_{ш}$$

Здесь обозначено: l - ширина сепаратора; l' - расстояние от боковой поверхности сепаратора до центра гнезда; B - ширина подшипника; d_r - размер гнезда; T_1, T_2 - толщины наружного и внутреннего колец подшипника соответственно. Остальные размеры ясны из обозначений.

Значение $\delta_{теор.}$ рассчитывается по формуле 8. Лучшим материалом для сепараторов гибких шарикоподшипников, работающих в нормальных температурных условиях следует считать трубчатый текстолит марки "Ш" по ТУ 6-05 1415-71 или фенилон марки "П" по ТУ 6-05-221-102-71. Известно, что линейный износ фенилона марки "П" по сравнению с текстолитом марки "Ш" в 4 раза меньше. Другим достоинством указанного материала является возможность получения готового сепаратора методом литья под давлением.

Основное содержание диссертации опубликовано

в следующих работах автора:

- 1.0 кинематике гибкого подшипника кулачкового генератора волновой передачи. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 5, 1972 / в соавторстве/.
2. Разработка стандартного ряда волновых зубчатых редукторов для серийного производства. Отчет по научно-исследовательской теме 0-538. МВТУ.М., 1972 / в соавторстве/.
- 3.0 расчете профиля кулачка и посадках гибкого подшипника кулачкового генератора волновой передачи. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 1, 1973 / в соавторстве/.