

М 443131

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи
УДК 621.833

ОХРИМЕНКО Карл Иковлевич

НАГРУЖЕННОСТЬ ОПОР ОБЩЕПРОМЫШЛЕННЫХ РЕДУКТОРОВ
И ПУТИ ЕЕ СНИЖЕНИЯ

Специальность 05.02.02
Машиноведение и детали машин

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

Москва - 1986

Работа выполнена в Черкасском филиале Киевского ордена Ленина политехнического института имени 50-летия Великой Октябрьской социалистической революции.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Снесарев Г.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Э.Л. Айрапетов
кандидат технических наук,
доцент И.П. Сухарев

Ведущая организация (предприятие) - указано в решении
Совета

Защита состоится "19" нояб 1986 г. на заседании
специализированного совета "Машиностроение" К.053.15.11 в Мос-
ковском высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана по адресу:
ул., 5.

хранился в библиотеке МВТУ имени

_____ 198_ г.

по П.К. Попов

стапринт МВТУ им. Н.Э.Баумана
Заказ № 447

М443131

Актуальность работы. Выполнение задачи экономического развития СССР на период до 1990 года связано с повышением технического уровня продукции машиностроения и, в частности, с совершенствованием зубчатых передач и редукторов общепромышленного назначения.

Отсутствие глубоких исследований особенностей колебательно-го процесса и динамической нагруженности опорных подшипников качения в зависимости от точности зацеплений сдерживает разработку уточненных динамических моделей работы зубчатых передач.

Определение влияния точности зацепления при различных режимах работы на динамическую нагруженность опор, поиск путей улучшения распределения усилий между зацеплением и опорами зубчатых редукторов является актуальной задачей.

Цель работы. Определение реальной нагруженности и коэффициентов динамичности опор эвольвентных косозубых передач 6,7,8 и 9 степеней точности при различных нагрузочных и скоростных режимах работы. Разработка способа улучшения распределения усилий между зацеплением и опорами в результате направленного выбора оптимальной пустотелости тел качения в подшипниках.

Методы исследования. Расчет кинематической точности зацепления проведен по разработанной методике, основанной на вероятностном методе и методе максимума-минимума в рамках линейной теории точности на ЭВМ ЕС-1020. Нагруженность опор по реальным и эквивалентным нагрузкам определялась тензометрическим методом. Исследование изменения нагрузки зацепления с учетом жесткости опор проводится совместно с решением задачи сопряжения зубчатых колес. Переход от объемного к плоско-напряженному состоянию, распределение усилий между телами качения в подшипниках изучается поляризационно-оптическим методом. Для получения эмпирической зависимости ширины полосы контакта цилиндров использован метод наименьших квадратов. Точное определение изгибной деформации полого цилиндра получается в результате решения статически-неопределенной задачи кольца с использованием интеграла Максвелла-Мора.

Научная новизна. Разработана и реализована принципиально новая схема испытательной установки комбинированного нагружения зубчатого редуктора в условиях внутренней и



внешней динамики системы. Дальнейшее развитие получил метод вырезных пазов для динамометрических подшипников в результате замера усилий на опорах по дифференциальной схеме. Определены значения и границы изменения коэффициентов динамичности опорных подшипников качения зубчатых редукторов 6, 7, 8 и 9 степеней точности в условиях внутренней и внешней динамики системы. Получено аналитическое выражение суммарной эквивалентной нагрузки на опорах и обосновано снижение ресурса опорных подшипников за счет влияния зацепления зубьев и дополнительного нагружения редуктора переменными гармоническими нагрузками. Экспериментально выявлено и объяснено, согласно разработанной динамической модели подшипника, явление пульсационного перекоса валов в опорных подшипниках качения. Разработана динамическая модель колебаний зубчатых колес на жесткости опор по схеме механического гасителя колебаний. Исследовано напряженно-деформированное состояние подшипников для выбора оптимального параметра пустотелости тел качения подшипников зубчатого редуктора. Получена эмпирическая формула ширины полосы контакта полых цилиндров и установлена закономерность постоянства контактных деформаций нечетного числа тел. Согласно теоретическому решению составлена программа расчета изгибной деформации полых цилиндров на ЭВМ ЕС-1020.

Практическая ценность. Найденные коэффициенты динамичности характеризуют реальную нагруженность опорных подшипников качения общепромышленных редукторов различной точности при различных режимах работы. Предложенный способ определения суммарной эквивалентной нагрузки на опоре позволяет выявить уменьшение ресурса опорных подшипников качения от действия возмущений зубцовой частоты и внешней переменной нагрузки в зависимости от соотношения их периодов. Разработан метод выбора оптимального параметра пустотелости тел качения подшипников для снижения нагруженности элементов зубчатого редуктора. Из условия контактной прочности и закона распределения усилий между телами качения в подшипниках нижняя граница параметра пустотелости $\alpha = 0,34$. Для нахождения верхней границы необходимо учитывать деформации опор из условия нормальной работы зацепления для каждой конкретной конструктивной схемы с учетом инерционных, скоростных и жесткостных параметров.

Реализация работы. Рекомендации по снижению

нагруженности зацепления и опор зубчатых редукторов направлены на увеличение ресурса общепромышленных редукторов. Результаты работы использованы при разработке методики и программы САПР расчета кинематической точности цепей на ЭЦМ и при разработке математических моделей динамики зубчатых передач. Материалы этих разработок включены в фонд центра ВИНТИ и переданы в организацию, где годовой экономический эффект от внедрения составляет 150 тыс. рублей.

А п р о б а ц и я р а б о т ы. Основные положения работы докладывались: на XXXIII, XXXIX, XXXX научно-технических конференциях на секциях "Теоретическая и прикладная механика", "Теория упругости и строительная механика" (Киев, 1977, 1978, 1979); на расширенном научном семинаре кафедры "Теория упругости" и проблемной лаборатории "Пространственные сооружения и конструкции", КИСИ (Киев, 1977); на научном семинаре кафедры "Материаловедение и технология конструкционных материалов и деталей машин" КПИ (Киев, 1981); на кафедре "Детали машин" МВТУ им. Н.Э. Баумана; на ежегодных областных НТК Черкасского межотраслевого ЦНТИ и Черкасского филиала КПИ (Черкассы, 1967, 1968, 1981-1985). Работа полностью доложена и обсуждена на научном семинаре кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1985 г.

П у б л и к а ц и и. По результатам выполненных исследований опубликовано 12 научных работ.

С т р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы. Диссертация состоит из введения, шести глав, общих выводов, списка литературы, включающего 85 наименований, 8 приложений и содержит 143 страницы машинописного текста, 65 иллюстраций, 22 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в в е д е н и и рассмотрена основная направленность исследований динамики зубчатых передач, обоснована актуальность исследований нагруженности опор зубчатых редукторов в зависимости от точности зацепления, кратко сформулированы цели и задачи работы.

В п е р в о й г л а в е приводятся: краткий обзор работ, связанных с изучением влияния опор на динамику зубчатых передач и неравномерность нагрузки по длине контактных линий, а также исследований статической прочности, долговечности и ди-

намики изолированных подшипников: постановка задачи исследования и характеристика объектов испытания.

Известные динамические схемы зубчатых передач указывают на существенное влияние жесткости опор в образовании частотного спектра и на характер амплитудно-частотных характеристик. Рассмотрение зубчатых передач в условиях внешней и внутренней динамики системы, как правило, сводится к динамике зацепления, оставляя открытым вопрос динамической нагруженности опор.

Опоры редукторов позволяют выявить влияние всего комплекса погрешностей и внешних нагружений, действующих в зубчатой передаче. Поэтому их нагруженность можно представить в функции не только циклической, но и кинематической погрешности зубчатой передачи, а при экспериментальном исследовании - использовать подшипники в качестве динамометра. В связи с этим поставлены конкретные задачи исследования: определение нагруженности и коэффициентов динамичности опор эвольвентных косозубых передач 6, 7, 8 и 9 степеней точности при различных режимах работы в условиях внутренней и внешней динамики системы; определение эквивалентной нагрузки, связанной с ресурсом подшипников качения с учетом нагрузки зубцовой частоты и внешней переменной нагрузки; исследование влияния жесткости подшипников на гашение колебаний в зацеплении и снижение его нагруженности при направленном выборе оптимального параметра полых роликов в подшипниках.

В качестве объекта исследования динамической нагруженности опор использованы конические роликовые подшипники тихоходного вала № 7312 одноступенчатого горизонтального редуктора с межосевым расстоянием 200 мм. Сменные пары зубчатых колес 6, 7, 8 и 9 степеней точности по СТ СЭВ 641-77 изготовлены зубофрезерованием с дополнительным шевингованием для колес 6 степени точности. Основные параметры зубчатых колес: $Z_1 = 49$; $Z_2 = 109$; $m = 2,5$ мм; $\beta = 9^\circ 2'$; $b_1 = 85$ мм; $b_2 = 80$ мм. Материал вал-шестерен - сталь 40 X, твердость HB 245÷280; для колес - сталь 45, твердость HB 212÷235. Расчет кинематической погрешности зубчатых передач 6, 7, 8 степеней точности, согласно разработанных методике и программе, выполнен на ЭВМ ЕС-1020.

Во второй главе рассматривается экспериментальное исследование динамической нагруженности опор зубчатых редукторов различной точности. Дается описание установки,

расчет электродинамического гидроиммитатора (ЭДГ), анализ методов замера усилий на опорах, описание измерительной схемы, тарировки рабочих датчиков, методики экспериментального исследования.

Для испытаний зубчатых редукторов в условиях внешней и внутренней динамики системы разработана принципиально новая схема совмещенной установки замкнутого силового контура с дополнительным, имитирующим внешнюю динамику, нагружением валов испытуемого редуктора электродинамическим гидроиммитатором в вертикальной плоскости. ЭДГ обеспечивает создание постоянного P_3^{cm} и переменного по асимметричному циклу нагружения P_6^n усилий за счет предварительного масляного давления в корпусах. Для конструктивного исполнения и выбора режимов испытания разработана методика расчета ЭДГ. Виды комбинированных нагружений установки: 1. $M_{кр.} = Const$; 2. $P_6 = const$; 3. $P_6 \neq Const$; 4. $M_{кр.} = const$; $P = const$; 5. $M_{кр.} = const$; $P_6 \neq Const$.

Использование конических роликовых подшипников в качестве динамометрических, исполнительными элементами которых являются освобожденные участки наружных колец с идентично наклеенными по их ширине тензометрическими датчиками сопротивления ($R = 200 \text{ Ом}$, база 10 мм), соединенные по полумостовой схеме в диаметральных сечениях подшипников, совместно с входными полумостами тензометрических усилителей УТС I-12/35 ($f = 0+7000 \text{ Гц}$), образуют четыре тензометрических моста на опорах. Подбор длины вырезного паза снижает погрешность метода до 3-4%. Радиальные составляющие осевого усилия, как и влияние подшипниковой посадки, при четном числе тел качения в подшипнике, не вызывают разбалансировки тензометрического моста и исключают их замер. Информация от подшипников, тензометрических муфты и штока для контроля крутящего момента в контуре и усилия от ЭДГ с датчиками сопротивления ($R = 187 \text{ Ом}$, база 20 мм), отметчика времени и прерывистого пружинного отметчика оборотов фиксировалась осциллографом Н-102. Тарировочные зависимости подшипников, полученные при ступенчатом нагружении установки, приведены к одному коэффициенту усиления $K_y = I_{ус.ед.}$ и представлены уравнениями. Погрешности измерения, обусловленные перекосом колец, длиной вырезного паза, идентичностью наклейки датчиков, взаимовлиянием каналов усилителя, амплитудной и частотной характеристик усилителей и вибраторов осциллографа, не превышают 1+4%.

Методика экспериментального исследования позволила определить нагруженность и коэффициенты динамичности опор по формуле: $K_d = P_{дин} / P_{ст}$. Критерием нагруженности опор принят размах пульсаций от вхождения роликов на динамометрические участки подшипников. Частота повторений зацепления зубьев для выявления кинематической погрешности $K_z = \frac{z_1 z_2}{z} = 5341$, что составляет 284 пульсации роликов, то есть 49 оборотов тихоходного вала, где одному обороту вала соответствуют 5,8 пульсаций роликов и 18,8 наложенных пульсаций зубцовой частоты в пульсации ролика. Так как отклонение средних значений усилий по 284 и 14 пульсациям, равным числу роликов в подшипнике, не превышает 3-6%, для расшифровки осциллограмм принималось 14-28 пульсаций роликов. Средне-арифметическим значениям усилий на опорах по 14 и 5 наибольшим размахам пульсаций соответствуют коэффициенты динамичности K_{d14} и K_{d5} . Использование одних и тех же подшипников для сменных пар зубчатых колес различной точности позволило провести сравнительные испытания нагруженности опор.

В третьей главе изложены результаты экспериментального исследования нагруженности опор зубчатых редукторов, рассмотрены вопросы определения эквивалентной нагрузки, построения динамических и математических моделей пульсационного перекося валов и изменения колебательного состояния зубчатых колес на жесткости опор.

Тензометрические измерения реальной нагруженности опор в условиях внутренней и внешней динамики системы при различных нагрузочных и скоростных установившихся режимах работы эвольвентных косозубых передач 6, 7, 8 и 9 степеней точности позволили получить значения коэффициентов динамичности на опорах K_{d14} и K_{d5} . В условиях внутренней динамики системы в диапазоне скоростей $n = 102-636$ об/мин., $K_{d14} = 1,021 \pm 1,567$; $K_{d5} = 1,303 \pm 2,33$. Значения K_d в условиях внешней динамики определялись по 5 наибольшим размахам пульсаций и для зубчатых передач 6, 7, 8 степеней точности изменяются в зависимости от внешней переменной нагрузки ЭДГ ($f = 50$ Гц) и крутящего момента в контуре в пределах $K_{d5}^6 = 1,167 \pm 1,718$; $K_{d5}^7 = 1,253 \pm 1,940$; $K_{d5}^8 = 1,432 \pm 1,971$. С увеличением скорости (102-335 об/мин.) K_{d5} растет и уменьшается с увеличением нагрузки T_2 в контуре, так как доля переменной нагрузки от ЭДГ в суммарной нагрузке

смешанного нагружения редуктора снижается. Эквивалентная нагрузка на опорах, связанная с ресурсом подшипников - P_m зубчатых редукторов 6+9 степеней точности, в условиях внутренней динамики, определялась из выборки 14,28 размахов пульсаций за цикл работы. $P_m = (\sum_{i=1}^n P_i^m N_i / N)^{\frac{1}{m}}$, где P_i - значение i -ой нагрузки (суммарной пульсации ролика) из выборки; N_i - число циклов (пульсаций), соответствующих i -ой нагрузке; N - суммарное число циклов перемены нагрузки на опоре. Коэффициенты динамичности по эквивалентным нагрузкам $K_{gm} = 1,162 \div 1,552$ и $K_{gm} = 1,274 \div 1,627$ для скоростей 335 и 636 об/мин. при 100%-ной загрузке редуктора по мощности, превышают значения K_{g14} в пределах до 8%. С учетом распределения усилий между телами качения в подшипнике получены формулы эквивалентной нагрузки P_m и b_m .

Используя разложение подинтегральной функции в биномиальный ряд с точностью до пяти членов, получено выражение эквивалентной нагрузки конического роликового подшипника с учетом вхождения зубьев в зацепление и действия переменной нагрузки (внешняя динамика):

$$P_m^{10/3} = \frac{P^{10/3}}{T} \int_0^T (1 + \Delta \sin k_z t + \beta \sin p t)^{10/3} dt = \frac{P^{10/3}}{T} \delta; \quad P_m = P \left(\frac{\delta}{T} \right)^{0.3} = P_K; \quad (\delta = \sqrt{T}), \quad (I)$$

где $\Delta = a/P$; $\beta = b/P$ - коэффициенты; P, a, b - средние значения размаха пульсаций ролика, зубьев и переменной внешней нагрузки из выборки; P - частота внешнего нагружения; k_z - зубцовая частота в 1/с; K - коэффициент перегрузки подшипника; T - период изменения суммарной нагрузки $P(t)$, обусловленный кинематической погрешностью передачи. При увеличении P_m в $K = (\delta/T)^{0.3}$ раз ресурс подшипника $L = (C/P_m)^{10/3}$, где C - динамическая грузоподъемность, уменьшается в δ раз.

Для случаев приближенного расчета 1) $\Delta = 0$; $\beta \neq 0$; 2) $\Delta \neq 0$; $\beta = 0$; 3) $k_z = P$; 4) $\Delta = \beta = \delta = \sqrt{T}$ и при увеличении P_m в $K = \sqrt{0.3}$ раз L уменьшается в $\sqrt{0.3}$ раз. Так, для редуктора 6 степени точности ($n = 192$ об/мин.; $T_2 = 2700$ Нм; $P_6^m = 7500$ Н; $\Delta \neq 0$; $\beta = 0$) при $\Delta = 0,17694$: $\sqrt{0.3} = 1 + \frac{35}{18} \Delta^2 + \frac{35}{648} \Delta^4 = 1,0609$, то есть при уменьшении ресурса в $\sqrt{0.3}$ раз (6%) или 432 часа при ресурсе редуктора 7200 часов P_m увеличивается в $K = \sqrt{0.3}$ раз (1,789%). Предельная величина зубцовых пульсаций ($\Delta = 0,5$) увеличивает P_m на 12,7%, снижая L на 48,9% - наблюдается для заплывных пере-

дач Новикова.

Динамическая модель подшипника качения в виде узла колебаний на жесткости тел качения, колец подшипника и вала позволила объяснить экспериментально обнаруженный пульсационный перекос валов на опорах. Приведенная сила упругости подвески и переменная радиальная жесткость подшипника меняется в зависимости от положения тел качения и имеет сдвиг фаз при их взаимном перемещении в двух опорных подшипниках вала. Частота пульсационного перекоса приблизительно равна 2,5 оборотам вала. Значение приведенной силы упругости подшипника изменяется на 6%. Влияние податливости опор на изменение колебательного состояния зубчатых колес по схеме механического гасителя колебаний, где масса подвижных элементов (тела качения, сепараторы) выполняет функцию гасителя колебаний главной массы (шестерни, вала и внутренних колец подшипника), согласно решению системы дифференциальных уравнений без учета и с учетом затухания в главной системе и в системе гасителя, из условия настройки гасителя $\omega_{гд} = \omega_{гас}$ при остановке главной массы ($\omega = \omega_{гд}$), позволило связать параметры системы. Задача сопряжения зубчатых колес из условия определения минимального мертвого хода j_{min} , определяет предельные нижние и верхние отклонения межосевого расстояния $\Delta Q_{вн}$ и $\Delta Q_{вб}$ с учетом деформаций опорных подшипников. Таким образом, рассмотрение опорных подшипников качения в качестве гасителя механических колебаний совместно с решением задачи сопряжения зубчатых колес, позволяет управлять вибрационным процессом в зубчатом редукторе.

В четвертой главе сформулированы критерии выбора оптимального параметра пустотелости роликов опорных подшипников с целью выравнивания нагруженности зацепления и опор. Поляризационно-оптическим методом изучено распределение усилий в подшипниках со сплошными и полыми роликами. Определяющими критериями при выборе оптимального параметра пустотелости $d = \frac{d_0}{d}$, где d , d_0 - диаметр ролика и отверстия, приняты: закон распределения усилий в подшипниках, ширина полосы контакта и деформации роликов с основаниями (кольцами) различных кривизн. При исследовании распределения нагрузки между телами качения выполнен переход от конического к эквивалентному цилиндрическому и от объемного к плоско-напряженному состоянию подшипника,

задача перехода к которому решалась на объемной модели цилиндра из эпоксидной смолы ЭД-6М методом "замораживания". Совпадение экспериментальных значений разности псевдоглавных напряжений в точках вертикальных диаметров девяти плоских срезов модели, определенных методом компенсации с точностью до 3% по сравнению с теоретическими, для центральных срезов, указывает на равномерность распределения нагрузки по длине цилиндра и тем самым - на возможность перехода к плоско-напряженному состоянию.

Распределение усилий между телами качения в подшипниках с

$a : 0; 0,25; 0,34; 0,5$ определялось методом компенсации на поляриметре КСП-5 и методом полос на установке FMB (Меопта).
Размеры моделей подшипников: $D = 130$ мм; $D_H = 113$ мм;
 $d = 78$ мм; $D_{п.о.} = 60$ мм; $d = 17,5$ мм; $t = 6$ мм.

Исследования показали: закон распределения усилий не зависит от величины радиальной нагрузки на подшипник: для $a = 0,25$ нагрузка на центральный ролик увеличивается на 18-19%, а при $a = 0,34$ - на 4-5%, а при $a = 0,5$ - уменьшается на 2-3%. Перегрузка центрального ролика при малых значениях a объясняется их дополнительным догружением в результате сброса нагрузки с соседних роликов из-за их достаточно высокой жесткости, способной противостоять действующим на них нагрузкам меньшего уровня. При увеличении параметра пустотелости до $a = 0,5$ наблюдается выравнивание нагрузки между рабочими роликами в подшипнике.

В пятой главе рассматривается исследование ширины полосы контакта и деформации сплошных и полых цилиндров с основаниями различных кривизн.

Для получения общих закономерностей диапазон отношений кривизн стандартных подшипников при контакте роликов с внутренними (выпуклыми) кольцами $d/D_g = + (0,1; 0,3)$ и при контакте с наружными (вогнутыми) кольцами $d/D_H = - (0,08; 0,19)$ был расширен: $+ (0,325; 0,086) + 0 \div - (0,086; 0,224)$ или $+ (3,08; 11,6) + \infty \div - (11,6; 4,46)$ - для обратных отношений кривизн. Размеры оснований с учетом размеров испытуемого подшипника $R_1 = \infty$; $R_2 = \infty$; $+ 39$ мм; $\pm 56,5$; диаметры испытуемых роликов $d : 9,75; 13,65; 17,5; 21,4; 25,3$ мм; толщина моделей 5,6 мм; материал - ЭД-6М ($\mu = 0,37$). Экспериментальный замер ширины полосы контакта для различных $a : 0; 0,25; 0,34; 0,5; 0,75$ и значений удельных нагрузок $q = P/\ell = 4,3795; 35,0357$ Н выполнен на загрузочном реверсоре с помощью головки микроскопа МИР-12.

Графическое построение экспериментальных значений ширины полоски контакта в шкалах $\lg(b)$ - $\lg(q)$, позволило линеаризовать зависимости $b=f(q)$, полученные для цилиндров $a = 0; 0,5$ в виде степенных парабол. К этому же виду с точностью до 4% осреднена и кривая $b_{0,75}=f(q)$. Зависимости $\lg(b)=f(\lg q)$ пучка прямых, не проходящих через начало координат, представлены уравнениями

$\lg b = \lg n + m \lg q$, где $n=n_1 k$ - снимается с графиков, n_1 - расчетный коэффициент в формуле Герца ($a = 0$): $b = n_1 q^{0,5}$; $m = \frac{\sum m_i}{l}$ - показатель степени кривых в виде $b=f(q)$, m_i - рассчитывается для каждой i -ой ступени нагружения ($i = 1, 2, \dots, 6$). Осредненные значения K, n, m по ступеням нагружения дополнительно осреднялись для различных оснований ($N = 4$), при этом графики $K_{cp} = f(a)$; $m_{cp} = f(a)$ линеаризуются по методу наименьших квадратов. В результате получена формула полуширины полоски контакта цилиндров с $a = 0; 0,75$:

$$b = n q^m = n_1 k q^m = (0,6659a + 0,9672) n_1 q^{0,4969 - 0,1674a} \quad (2)$$

Максимальная погрешность формулы - 5-6%.

Исследование суммарных деформаций трех тел на тех же моделях характеризуют смещение вала, обусловленное деформациями центрального ролика и колец подшипника. Согласно формуле В.Д. Андожского, А.И. Еримовича, для сближения двух точек упругого полупространства получены зависимости $W_{\Sigma}^T = f(b)$; $W_{\Sigma}' = f(b)$ - сплошных и полых цилиндров с основаниями различных кривизн.

Деформации изгиба кольца рассчитывались по формуле С.П. Тимошенко. Отклонения экспериментальных значений W_{Σ}^3 ; $W_{\Sigma}'^3$, замеренных с помощью микронного индикатора по изменению расстояния между опорными плоскостями нагрузочного реверсора, оцениваются коэффициентами $K = W_{\Sigma}^T / W_{\Sigma}^3$; $K' = W_{\Sigma}'^T / W_{\Sigma}'^3$, осредненные значения которых по отношениям различных кривизн для сплошных цилиндров $K_{cp} = 1,03 \pm 1,06$, для полых $K'_{cp} = 1,08 \pm 1,12$. С увеличением полноты цилиндра доля изгибных деформаций в суммарной W_{Σ}^T расчет и при $a = 0,5$ превосходит $W_{\Sigma}'^T$, для $a = 0,25 \pm 0,34$ $\delta \approx 0,5 W_{\Sigma}'^T$.

Анализ расчета деформаций позволил установить закономерность постоянства суммарных деформаций трех и нечетного числа тел $W_{\Sigma}^T = const$; $W_{\Sigma}'^T = const$, обусловленных контактными деформациями сплошных и полых цилиндров с основаниями различных кривизн.

При этом уменьшение деформации цилиндра с уменьшением его диаметра компенсируется увеличением деформации оснований тех же размеров за счет уменьшения ширины полосы контакта. Закономерность $W_{\Sigma}^{3,T} = \text{const}$ выполняется с точностью 3,3±3,6%. Для полых цилиндров $W_{\Sigma}^{1,3,T} = \text{const}$ сохраняется с точностью до 7,34±6,5%. Неисследованная область кривизн + 3,08; 0 - 4,46 не представляет практического интереса для подшипников, при этом зона - (1; 0) невозможна, а при $\frac{d_H}{d} = -1$ нарушается точечный контакт цилиндра. Подобие кривых $b = f(q)$ и $W_{\Sigma}^T = f(p)$; $W_{\Sigma}^{1,T} = f(p)$ для цилиндров $\alpha = 0; 0,5$ указывает на незначительное влияние изгиба стенок на эллиптический закон контактных давлений, положенный в основу формулы Герца. Результат может быть распространен на любые виды подшипников качения и на тела различной формы.

В шестой главе приведено теоретическое исследование деформаций изгиба толстого кольца и рассматривается выбор оптимального параметра α .

При определении деформаций изгиба кольца, как трижды статически неопределимой системы, на основании интеграла Максвелла-Мора получены функции влияния изгибающих моментов и деформации изгиба от действия только изгибающего момента и с учетом нормальных и перерезывающих сил, с разделенными и неразделенными составляющими от действия этих силовых факторов. По результатам исследования составлены программы на ЭВМ ЕС-1020 и выполнен расчет деформаций, которые при диаметральной сжатии кольца двумя сосредоточенными силами совпадают с расчетными по формуле С.П. Тимошенко.

Результаты исследования распределения усилий между роликами в подшипнике, ширины полосы контакта и суммарных деформаций цилиндров с основаниями различных кривизн позволяют осуществить направленный выбор оптимального параметра пустотелости

α роликов в подшипнике. При выборе нижней границы параметра α определяющей является контактная прочность, обусловленная максимальными нормальными контактными напряжениями $p_0 = 2P/(\pi l b)$, зависящими от ширины полосы контакта по ф. (2) и величины усилия на центральный ролик различных значений полости. Анализ контактной прочности подшипников со сплошными и полыми роликами при нагрузке на подшипник $Q = 147,15$ Н показывает, что при $\alpha = 0; 0,25; 0,34; 0,5$ контактные давления p_0 соответ-

ственно будут 20,023; 20,096; 17,305; 15,031 Н/мм². Снижение на 13,6%, начиная с $\alpha = 0,34$, соответствует нижней границе оптимального параметра.

Применение полых роликов уменьшает и перегрузку внутреннего кольца подшипника по сравнению со сплошными. Так, для подшипника с параметром $\alpha = 0,34$ перегрузка внутреннего кольца уменьшается на 8,7%, что при долговечности редуктора 7200 часов составляет 630,7 часов увеличения ресурса подшипника. Выбор полости роликов, начиная с $\alpha > 0,34$, зависит от конструкции и назначения подшипникового узла. Верхняя граница, с учетом затухания деформаций в сплошном диске, на расстоянии 0,37 r от центра (данные В.П. Полукина), правильности работы зацепления и представления опор в качестве гасителя механических колебаний, при решении задачи сопряжения, определяется в каждом конкретном случае. При этом, по данным Е.И. Путвинской, уменьшение жесткости полых роликов повышает их несущую способность по предельным нагрузкам.

ВЫВОДЫ

1. При экспериментальном исследовании тензометрическим методом определены реальная нагруженность и коэффициенты динамичности опор зубчатых редукторов 6,7,8- и 9 степеней точности в условиях внутренней и внешней динамики системы на специально созданной установке комбинированного нагружения.

2. Для характерных режимов работы в условиях внутренней динамики получены эквивалентные нагрузки и K_d , связанные с ресурсом подшипников. Влияние зацепления и переменной внешней нагрузки на ресурс и эквивалентную нагрузку подшипника оценивается коэффициентами γ и K . Разложением в биномиальный ряд подинтегральной функции $P(t)^m$ можно определить эквивалентную нагрузку и ресурс подшипников различных видов при полигармоническом внешнем нагружении зубчатого редуктора.

3. Построены динамические модели пульсационного перекося валов и изменения колебания зубчатого колеса на жесткости опор по схеме механического гасителя колебания, позволяющего управлять вибрационным состоянием зубчатого редуктора.

4. Поляризационно-оптическим методом изучен закон распределения усилий между роликами в подшипнике.

5. Получена эмпирическая формула ширины полоски контакта полых и сплошных цилиндров с основаниями различных кривизн для $\alpha = 0 \div 0,75$.

6. Установлен закон постоянства суммарных деформаций, обусловленных контактными деформациями трех и нечетного числа тел в диапазоне обратных отношений кривизн $+3,08 \div \infty \div -4,46$. Решена статически неопределимая задача деформаций изгиба полых цилиндров и разработана программа численного решения на ЭВМ ЕС-1020.

7. Из условия контактной прочности нижняя граница оптимального параметра пустотелости цилиндров соответствует $\alpha = 0,34$. При этом нормальные контактные напряжения снижаются на 13,6%. При выборе верхней границы с учетом затухания деформаций в сплошном диске на расстоянии 0,37 λ от центра, необходимо учитывать деформации опор из условия нормальной работы зацепления, согласно задаче сопряжения для каждой конкретной конструктивной схемы.

8. Полученные результаты могут быть использованы при рациональном конструировании редукторов.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Охрименко К.Я., Григорьев А.М. Установка для исследования нагруженности и упругой податливости опор зубчатых редукторов. - Технология и организация производства: Республиканский научно-производств. сборник /Госплан УССР, 1967, № 1, с.100-102.

2. Распределение нагрузки в подшипнике с пустотелыми роликами /А.М. Григорьев, К.Я. Охрименко, В.И. Савченко и др. - Технология и организация производства: Республиканский научно-производств. сборник /Госплан УССР, 1967, № 2, с.96-99.

3. Охрименко К.Я. Суммарная деформация сплошных и полых цилиндров с основаниями различных кривизн. - ДР/ТРНТБ УкрНИИТИ, 1977, № 766, 24 с.Реф. РК ВИНТИ. Механика, 1977, IIВІІ30.

4. Охрименко К.Я. О ширине полоски контакта полых цилиндров.- ДР/ТРНТБ УкрНИИТИ, 1977, № 767, 21 с.Реф.: Библиогр. указат. /ВИНИТИ. 1977, № II/73. - с. 308.

5. Охрименко К.Я. Математическая модель динамики эвольвентных зубчатых передач. - Тез. докл. и сообщ. обл. НТК. - Черкассы, 1981, с. 26-28.

6. Разработка методик и программ САПР многоступенчатых зубчатых передач приводов специальных высокоточных следящих систем.Отчет по теме Ф 4-81 / Черкасский филиал КТИ.

Руководитель темы К.Я. Охрименко. ГР № 81020388, инв. № 02840026395. - Черкассы, 1981. Кн. I, прилож. - 234 с.; Кн. 2. - 56 с.

7. Охрименко К.Я. Влияние подшипников качения на демпфирование колебаний в зацеплении зубчатых колес. - Тез. докл. и сообщ. обл. НТК. - Черкассы, 1982, с. 38-39.

8. Охрименко К.Я. Жесткость, устойчивость подшипников качения и явление пульсационного перекося валов. - Тез. докл. и сообщ. обл. НТК. - Черкассы, 1982, с. 39-41.

9. Исследование динамических процессов многоступенчатых зубчатых передач специальных высокоточных следящих систем. Отчет по теме № I-82 / Черкасский филиал ИПИ. Руководитель темы В.И. Дискант. Ответств. исполнитель Охрименко К.Я. ГР № 01840005089, инв. № 02850005089. - Черкассы, 1982. Кн. I, прилож. - 219 с.; Кн. 2 - 24 с.

10. Исследование влияния жесткостных параметров элементов и присоединенных масс многоступенчатых зубчатых передач в зависимости от изменения угла поворота и скорости на их динамические свойства. Отчет по теме № И17-83 / Черкасский филиал ИПИ

Руководитель темы В.И. Дискант. Ответств. исполнитель Охрименко К.Я. ГР № 0068803, инв. № 02850002846. - Черкассы, 1983. Кн. I, прилож. - 249 с.; Кн. 2 - 58 с.

11. Охрименко К.Я. Исследование влияния податливости опор на характер динамической нагруженности зацепления. - Тез. докл. и сообщ. обл. НТК. - Черкассы, 1983, с. 34-37.

12. Охрименко К.Я. Эквивалентная нагрузка, связанная с ресурсом подшипника. - Тез. докл. и сообщ. обл. НТК. - Черкассы, 1984, с. 36-38.

