

МЗ15914

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМ. Н. Э. БАУМАНА

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

МИКЛИН ПЕТР ИВАНОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ
НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ НА НАПРЯЖЕННОЕ
СОСТОЯНИЕ ГИБКОГО КОЛЕСА
ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

(05.02.02 — машиноведение и детали машин)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА — 1976

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМ. Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

МИКЛИН ПЕТР ИВАНОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ
НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ НА НАПРЯЖЕННОЕ
СОСТОЯНИЕ ГИБКОГО КОЛЕСА
ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

(05.02.02 — машиноведение и детали машин)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



МОСКВА — 1976

Работа выполнена на кафедре «Детали машин» Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н. Э. Баумана и на кафедре «Техническая механика» Кировского политехнического института.

Научный руководитель — кандидат технических наук, доцент **С. А. Шувалов.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, с. н. с. **Э. Б. Вулгаков,**

кандидат технических наук **Ю. Б. Синкевич.**

Ведущее предприятие — Кировский машиностроительный завод имени 1 Мая.

Автореферат разослан „____“ _____ 1976 года.

Защита состоится „____“ _____ 1976 года в _____ часов на заседании специализированного Ученого совета «Машиностроение» Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н. Э. Баумана (аудитория _____).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., дом 5, МВТУ им. Баумана, ученому секретарю специализированного совета «Машиностроение».

Ученый секретарь специализированного совета «Машиностроение» к. т. н. **П. К. Попов.**



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. В соответствии с решениями XXV съезда КПСС, одной из важнейших задач машиностроения является резкое улучшение качества, снижение массы и габаритов машин. Решение этой задачи должно быть основано на создании и выпуске качественно новых машин и механизмов, отвечающих современным требованиям в отношении надежности, долговечности, экономичности и точности, имеющих повышенные к. п. д. Этим требованиям в значительной мере отвечают волновые зубчатые передачи. Обладая рядом преимуществ перед другими видами передач, эти передачи в настоящее время прочно завоевали свое место в технике и нашли применение в подъемно-транспортных машинах, в станкостроении, электро- и радиотехнической промышленности, в точном приборостроении и системах автоматического управления. Область применения волновых передач могла быть еще шире, если бы было можно гарантировать определенную долговечность. До сих пор одним из наиболее слабых элементов волновой зубчатой передачи является гибкое колесо. Ввиду многопарности зубчатого зацепления нагрузочная способность этой передачи ограничивается не прочностью зубьев, а прочностью оболочки, на которой они нарезаны. Следовательно, первоочередной задачей в области волновых зубчатых передач является исследование деформированного и напряженного состояния гибкого элемента с целью изучения как общей картины распределения напряжений, так и распределения напряжений непосредственно в самом зубчатом венце.

Цель и задачи работы. Целью диссертационной работы является определение зависимости коэффициента концентрации напряжений от геометрии зубчатого венца и его конструк-

тивных элементов, а также изучение физических процессов, протекающих в зубчатом венце при его деформировании и при передаче нагрузки через зубья. В соответствии с поставленной целью основными задачами работы являются:

- исследование влияния следующих факторов: угла профиля исходного контура, радиуса галтели как функции от числа зубьев, вида зуборезного инструмента и его смещения при обработке, соотношения между шагом и толщиной зуба и соотношения между высотой зуба и толщиной оболочки под ним;

- определение концентрации напряжений на реальных передачах при их испытаниях на долговечность;

- исследование физических процессов, протекающих в зубчатом венце при его деформировании.

Общая методика проведения исследования. Определение значений коэффициентов концентрации напряжений проводилось экспериментально на макетах и на натурных образцах. При исследовании напряженного состояния зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи было применено моделирование и поляризационно-оптический метод. Для определения напряжений на металлических образцах применен метод тензометрирования. В реальных волновых зубчатых передачах эффективный коэффициент концентрации напряжений определялся косвенным путем. Математическую обработку данных исследований проводили на ЭВМ «Минск-22».

Научная новизна. В работе выполнено исследование влияния геометрии зубчатого венца и его конструктивных элементов на величину концентрации напряжений. Определены эпюры напряжений по профилю впадины моделей, характеризующихся различными геометрическими соотношениями. Разработана методика и приспособление, позволяющее производить исследование напряжений в условиях, близких к реальным. По результатам исследований выявлены зависимости коэффициента концентрации напряжений во впадине между зубьями от радиуса выкружки, угла профиля зуба, соотношения шага к толщине зуба и толщины венца под зубом. Разработана методика определения минимального радиуса кривизны выкружки через K_p . Произведены расчеты значений этого коэффициента для различных чисел зубьев Z_F и коэффициентов смещения зуборезного инструмента для исходных контуров по ГОСТ 9587—68 и ГОСТ 13 755—68.

Практическая ценность работы заключается в том, что на основании выполненных исследований получены графики, таблицы и формулы для определения коэффициентов концентрации напряжений для различных геометрических параметров зубчатого венца, что дает возможность уточнить расчеты на выносливость гибких колес волновых зубчатых передач.

Реализация в промышленности. Результаты исследований приняты к использованию на Кировском машиностроительном заводе имени 1 Мая и др. предприятиях города. Экономическая эффективность от внедрения механизмов с волновыми передачами в условиях Кировского машиностроительного завода имени 1 Мая составила 490 тысяч рублей в год.

Апробация. Результаты исследований докладывались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Кировского политехнического института ежегодно, начиная с 1970 года, на межвузовской конференции молодых ученых Волго-Вятского региона (Саранск, 1972 г.), на заседании Совета машиностроительного факультета КПИ в 1974 году, на заседании кафедр «Техническая механика» КПИ и «Детали машин» МВТУ имени Н. Э. Баумана в 1976 году.

Публикация. По теме диссертации опубликовано 6 статей в научных журналах и сборниках.

Объем и структура диссертационной работы. Работа состоит из введения, шести глав и приложения, изложена на 192 страницах машинописного текста, имеет 86 рисунков и 10 таблиц. Список литературы содержит 123 наименования.

В первой главе рассмотрено состояние вопроса по теме и выбрано направление научного поиска.

При расчете запаса прочности в гибком колесе волновой зубчатой передачи необходимо знать эффективный коэффициент концентрации напряжений во впадине между зубьями. В настоящее время нет единого мнения по выбору величины этого коэффициента.

Гинзбург Е. Г. считает, что эффективный коэффициент концентрации K_σ можно принимать равным теоретическому $\alpha_\sigma = 3...3,5$.

Шувалов С. А., Иванов М. Н. и др. исследователи из МВТУ имени Н. Э. Баумана рекомендуют $K_\sigma = 1,7... 2,5$ в зависимости от нагруженности передачи.

Осипова О. М. по экспериментальным исследованиям на прозрачных моделях получила значения $K_{\sigma} = 1,4 \dots 1,5$ для числа зубьев $Z_F = 100$.

Горелов Л. К. подошел к определению теоретического коэффициента концентраций как функции геометрических параметров и попытался учесть влияние радиуса выкружки и соотношения всей высоты венца к его толщине под зубом. Однако в этих экспериментах напряжения в галтели определялись только от деформации гибкого колеса генератором волн, а за номинальные напряжения принимались расчетные для кольца, растянутого двумя силами.

Здесь схема нагружения не соответствовала действительной, то есть исключалась нагрузка на зубья в зацеплении, а номинальные напряжения могли отличаться от действительных. Автор считал также, что при радиусе впадины $\rho \leq 0,4$ мм коэффициент концентрации напряжений остается постоянным.

Ряд авторов, такие как Синкевич Ю. Б., Динович М. Я., Долгополов В. В., Рудницкий В. И., Лучников А. Ф. и Битюцкий Ю. И., при определении напряжений в гибком зубчатом колесе рассматривают его как гладкое кольцо с дополнительными поправками на влияние зубчатого венца и полагают, что влияние венца выражается в повышении жесткости обода и увеличении напряжений во впадинах между зубьями в результате концентрации напряжений. Для определения напряжений в зубчатом венце гибкого колеса волновой передачи Рудницкий В. И., Лучников А. Ф. и Битюцкий Ю. И. принимают переменные моменты инерции сечений по образующей гибкого колеса, а Иванов М. Н. ведет расчет с учетом различной кривизны участков с зубом и без зуба. Положительной стороной обоих методов является возможность учета ширины впадины между зубьями. Недостатком — слабый учет радиуса галтели зуба, так как момент инерции радиального сечения зубчатого венца мало зависит от величины радиуса. В то же время эксперименты показывают, что колеса, нарезанные инструментом без скругления вершин, часто разрушаются, со скруглениями — работают длительно без разрушений.

Значит, на величину напряжений во впадинах зубчатого венца существенное влияние оказывает коэффициент концентрации напряжений, величина которого в первую очередь

определяется радиусом выкружки, соотношением высоты зуба к высоте венца под ним, соотношением толщины зуба к шагу и другими параметрами. Радиус кривизны выкружки зависит от многих факторов, таких как исходный контур, коэффициент смещения зуборезного инструмента, число зубьев, тип инструмента и т. п. Учесть влияние радиуса — значит учесть влияние многих факторов на напряженное состояние гибкого колеса. Но вследствие сложности формы гибких колес и режима их работы задача определения напряжений и деформаций аналитическими методами становится чрезвычайно трудной, поэтому наряду с совершенствованием теоретических методов расчета волновых зубчатых передач широкое распространение получили экспериментальные методы исследования: тензометрирование, фотоупругости, фотоупругих и лаковых покрытий, рентгеновский, муаровых полос, гальваническим меднением и др.

При измерении переменных напряжений в зубчатом венце гибкого колеса метод тензометрирования лучше других по точности.

При рассмотрении физических процессов, протекающих при деформировании зубчатой оболочки генератором и при передаче крутящего момента, практически невозможно обойтись без поляризационно-оптического метода. Эти два метода и были использованы при решении поставленных задач.

Вторая глава посвящена определению коэффициентов концентрации напряжений в зубчатом венце гибкого колеса аналитическим и косвенным методами.

Для деталей, форма выточек которых с точки зрения концентрации напряжений недостаточно изучена, значение теоретического коэффициента концентрации напряжений Хэйвуд Р. Б. предложил вычислять с помощью следующей зависимости

$$\alpha_s = 1 + K \sqrt{\frac{h}{\rho}}, \quad (1)$$

где h — глубина выточки, ρ — радиус галтели, K — константа, зависящая от типа галтели и нагрузки.

Существующие методы определения минимального радиуса кривизны довольно сложны. С целью получения более простого решения было использовано известное уравнение

Эйлера-Савари (рис. 1).

$$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \left(\frac{1}{\rho_1 \mp r} + \frac{1}{\rho_2 \pm r} \right) \cos \varphi \quad (2),$$

где ρ_2 — радиус кривизны удлинённой эвольвенты, ρ_1 — радиус кривизны режущей точки, $r = AP$, $AB = h$,

$$\cos \varphi = \frac{h}{r} = \frac{AB}{AP}$$

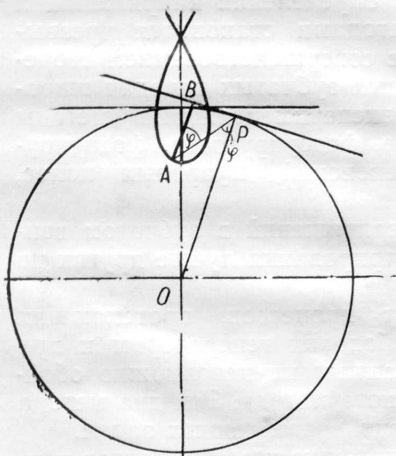


Рис. 1.

R_1 и R_2 — радиусы перекаты-
вающихся полюид. Минималь-
ный радиус кривизны галтели
будет при $\varphi = 0$. После неко-
торых преобразований и ре-
шения уравнения (2) относи-
тельно ρ_2 , обозначив ρ_2/m че-
рез $K\rho$, будем иметь

$$K\rho = \frac{(h_a^* + C^* - C \pm x_F)^2}{Z_F/2 + h_a^* + C^* - C \pm x_F} \quad (3),$$

где „+“ — для отрицательно-
го смещения, „—“ — для по-
ложительного, h_a^* — коэффи-

циент высоты головки зуба, C^* — коэффициент радиального
зазора, x_F — коэффициент смещения исходного контура,
 C — величина радиуса скругления на инструменте в долях
от модуля.

По этой формуле с помощью ЭВМ «Минск-22» произведе-
ны расчеты значений $K\rho$ для исходных контуров по ГОСТ
13 755—68 ($h_a^* = 1$, $C^* = 0,25$, $C = 0,4$) и по ГОСТ 9587—68
($h_a^* = 1$, $C^* = 0,35$, $C = 0,2$) для чисел зубьев от 100 до 700 че-
рез 10 с коэффициентом смещения исходного контура от 0
до заострения зубьев с интервалом 0,25. Графически для
мелкомодульных колес этот материал представлен на рис. 2.

При нарезании зубьев на гибких колесах двадцатиграду-
сным исходным контуром применяют очень большие коэффи-

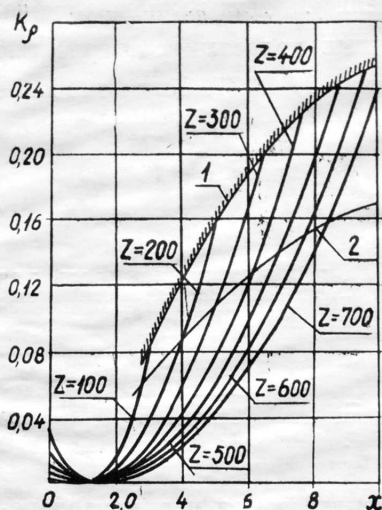


Рис. 2.

изводящего исходного контура на делительной прямой, p — шаг. Для стандартного исходного контура $s/p = 0,5$. Тогда формула (1) примет вид

$$\alpha_g = 1 + \frac{m}{h_1} \cdot \frac{s}{p} \sqrt{\frac{h}{\rho}} \quad (4)$$

Здесь минимальный радиус кривизны галтели определяется по зависимости

$$\rho = K_p m + \rho_f \quad (5)$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений определяется по известной методике

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_g - 1) \quad (6)$$

Здесь q — коэффициент чувствительности материала к надрезу, который определяется по графикам в зависимости от

цененты смещения инструмента. Рекомендации различных авторов сильно отличаются друг от друга. Поэтому на рис. 2 проведена кривая 1, которая показывает максимальное смещение при различных числах зубьев, когда зуб заострен. Кривая 2 органичивает смещение толщиной зуба равной $0,2m$ на окружности выступов.

В задачи экспериментальных исследований входило и определение значения K в формуле (1). На основании экспериментальных проверок установлено, что этот коэффициент можно принять равным $\frac{m}{h_1} \cdot \frac{s}{p}$, где m — модуль зацепления, h_1 — толщина оболочки под зубом, s — толщина зуба производящего исходного контура на делительной прямой, p — шаг.

соотношения $\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$ и радиуса галтели ρ . Для волновых зубчатых передач со стальными гибкими колесами с твердостью HRC 28...39 соотношение $\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$ равно 0,8...0,77. Тогда значение q в зависимости от радиуса галтели можно выразить

$$q = 1 - \frac{0,1}{\rho + 0,2} \quad (7)$$

Решая совместно (4), (6) и (7), получим зависимость для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений при статистических нагрузках

$$K_S = 1 + \left(\frac{\rho + 0,1}{\rho + 0,2} \right) \frac{m}{h_1} \frac{s}{p} \sqrt{\frac{h}{\rho}} \quad (8)$$

В третьей главе изложены результаты экспериментального определения напряжений на металлических моделях методом тензометрирования. Необходимость проведения экспериментальных исследований на моделях связана с малыми модулями, которые применяются в волновых зубчатых передачах.

В качестве базовой модели была принята часть зубчатого венца гибкого колеса передачи РВ 01 ($m=0,4$, $Z_F=198$, $x_F=3,98$), размеры которой увеличены в 38,75 раза. Для исследования влияния на напряженное состояние таких факторов как число зубьев, коэффициент смещения исходного контура, соотношение высоты зуба к толщине венца под ним, соотношение толщины зуба к шагу, угол профиля и др. было спроектировано и изготовлено еще 10 реек с прилегающей частью оболочки (табл. 1). Кроме этих реек были изготовлены три пластины с такими же размерами по длине и ширине, но с высотой 15, 25 и 35 мм. Они были предназначены для проведения тарировки тензодатчиков. Все зубчатые рейки и пластины были изготовлены из одного материала и подвергнуты одинаковой термической обработке. В этом случае использовалась сталь 45 с твердостью HRC 33...39.

Для имитации деформирования гибкого колеса генератором рейки изгибали по специально изготовленному кулачку, кривизна которого выбиралась таким образом, чтобы измене-

Параметры зубчатых реек

Technical drawing of a worm gear profile. The drawing shows the cross-section of the gear with various dimensions labeled. The total height of the gear is H^* . The addendum is h_a , the dedendum is h_f , and the total tooth height is h . The pitch diameter is D . The throat radius is R . The drawing also shows the profile of the gear teeth and the pitch circle.

С увеличенной впадиной.
Зубья удалены через зуб.

N_0 π/n	α	R	H	h_1	h	s/p
1*	25°	8	50	25	25	1/2
2*	25°	5	50	25	25	1/2
3*	25°	12	50	25	25	1/2
4*	20°	8	50	25	25	1/2
5*	30°	8	50	25	25	1/2
6*	25°	8	60	35	25	1/2
7*	25°	8	40	15	25	1/2
8*	25°	8	50	25	25	1/3
9*	25°	8	50	25	25	1/4
10	25°	3	50	25	25	1/2
11	25°	1	50	25	25	1/2

Здесь звездочкой помечены рейки, изготовленные как из металла, так и из ЭДб-М. Остальные рейки были изготовлены только из ЭДб-М.

ние кривизны после прилегания рейки соответствовало кривизне гибкого колеса передачи РВ 01 в рабочем состоянии при холостом ходе. После изгиба и закрепления рейки на кулачке нагружение зубьев металлических реек производили с помощью гидравлического пресса ПСУ—50 силой 2400 и 4800 кгс, соответствующей нагрузке, приходящейся на зуб при номинальном и удвоенном моменте для передачи РВ 01. Схема нагружения зубьев металлических реек представлена на рис. 3.

При тензометрировании были использованы тензодатчики 2ФКПА-1-50ХВ, изготовленные по ТУ 25-01-100-68. Их наклеивали клеем циакрин ЭО во впадину между зубьями по схеме, показанной на рис. 4. Для усиления сигналов использовалась тензостанция 8-АНЧ-7М, которая работала с осциллографом НО41У4.2. После обработки осциллограмм были построены эпюры распределения напряжений во впадине зуба для каждой рейки.

Четвертая глава содержит результаты определения напряжений на образцах из оптически активного материала методом фотоупругости. Для изучения физических процессов, происходящих в зубчатом венце при деформировании его генератором, и при передаче крутящего момента параллельно с металлическими рейками были изготовлены рейки из оптически активного ма-

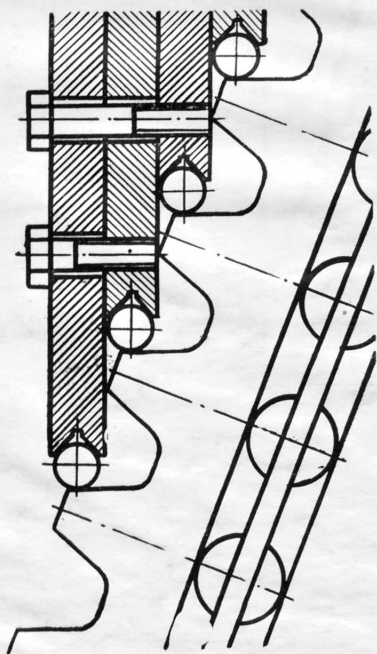


Рис. 3.

териала ЭД6-М, которые изгибали по кулачку $R = 12,5$ м и нагружали силой 10, 20, 30, 40 и 50 кгс. При этом следует иметь в виду, что с целью сведения погрешностей к минимуму, сначала отливали 6-ю рейку, затем из нее путем уменьшения толщины по впадине зубьев и радиуса выкружки получали

3, 1, 2, 10, 11 и 7. Рейки 4 и 5 изготавливали отдельно. Потом из них были получены 8 и 9 рейки. Кроме реек была изготовлена пластина высотой 35 мм для тарировки, из которой получены пластины высотой 25 и 15 мм. С целью обеспечения прозрачности моделей толщина их была принята равной 5 мм. Против потери устойчивости в направлении, перпендикулярном плоскости изгиба, использовались боковые направляющие. Просвечивание моделей производилось на полярископе ПКС-500. По картине полос устанавливали величину разности главных напряжений $(\sigma_1 - \sigma_2) = \sigma_0$, которая являлась ценой полосы модели. И если в исследуемой модели имели полосу порядка m , то величина разности главных напряжений

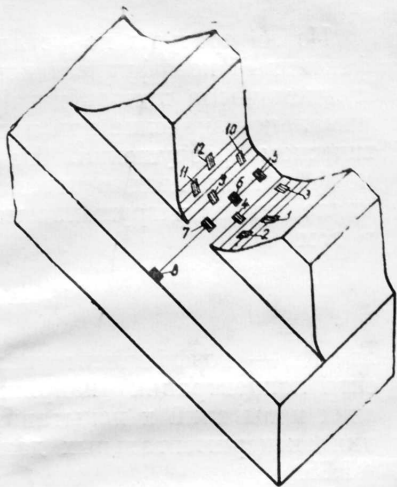


Рис. 4.

$$\sigma_1 - \sigma_2 = m\sigma_0 \quad (9)$$

Порядок полосы определялся непосредственным подсчетом числа изохром. После обработки фотоснимков были построены эпюры напряжений во впадине зуба также для каждой из 11 реек.

После анализа полученных результатов были построены графики зависимости коэффициентов K_n и K_{p1} от высоты рейки под зубом (рис. 5), радиуса выкружки (рис. 6), отношения шага к толщине зуба (рис. 7) и угла профиля зуба (рис. 8) при различных нагрузках. На графиках пунктирными линиями обозначены результаты, полученные на металлических моделях, а сплошными — на рейках из ЭД6-М.

Из приведенных графиков видно, что кривые, полученные с помощью тензометрирования, близки к кривым, полученным методом фотоупругости. Максимальное отклонение не превышает 8%.

В пятой главе дано определение эффективных коэффициентов концентрации напряжений косвенным путем на натуральных образцах.

Из литературы по усталости металлов известно, что эффективный коэффициент концентрации напряжений с уменьшением числа циклов нагружения уменьшается и имеет минимальное значение при нулевом числе циклов, т. е. при статическом разрушении. Из этого следует, что эффективный коэффициент концентрации напряжений при произвольном числе циклов нагружения можно представить следующим образом

$$K_{\sigma} = K_s \cdot K_y, \quad (10)$$

где K_y — коэффициент увеличения эффективного коэффициента концентрации напряжений при переходе от статических испытаний к испытаниям на долговечность. На основании экспериментальных данных его можно принять равным $\approx 1,25$.

Теоретически и экспериментально установлено, что нормальные напряжения вдоль образующей значительно меньше окружных нормальных напряжений. Поэтому при определении эффективного коэффициента концентрации напряжений можно принять схему одноосного напряженного состояния и использовать известные зависимости для определения общего запаса прочности применительно к волновым передачам.

Методика определения эффективного коэффициента концентрации напряжений косвенным путем на натурных образцах, разработанная Шуваловым С. А., позволяет определить произведение $K_{\sigma} \cdot K_H$ непосредственно из экспериментов на выносливость.

$$K_{\sigma} K_H = \frac{\sigma_{-1}}{[n] A \frac{W_0 E h_1}{d_{cp}^2} \sqrt{1 + 1,78 K_m^2 \left(\frac{B}{A} \frac{d_{cp}}{L} + \frac{4 M_k K_{кр}}{A \pi W_0 E h_1^2} \right)^2}} \quad (11)$$

Здесь A и B — коэффициенты, зависящие от формы деформации (при дисковом генераторе $A=7, B=2$), W_0 — радиальная деформация, E — модуль упругости первого рода, d_{cp} — диаметр срединной окружности гибкого венца, K_m — коэффициент, зависящий от реверсивности передачи (если передача нереверсивная и работает с остановками $K_m=0,5$, реверсивная — $K_m=1$), L — длина гибкого колеса, $K_{кр}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения

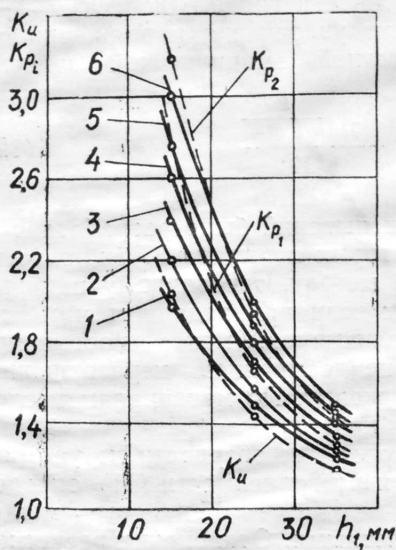


Рис. 5.

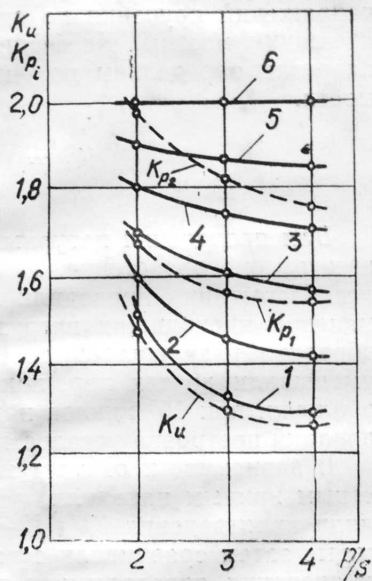


Рис. 7.

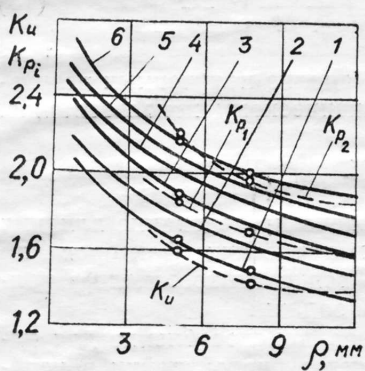


Рис. 6.

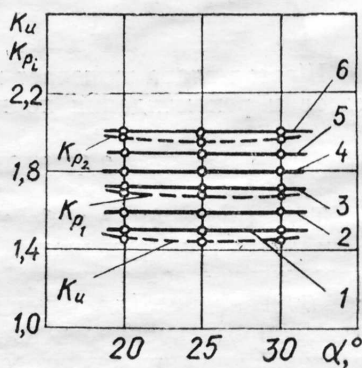


Рис. 8.

напряжений кручения по окружности гибкого колеса M_k — крутящий момент. Коэффициент увеличения напряжений от нагрузок определяем по известной эмпирической зависимости.

$$K_n = 1 + \frac{3,5 \sqrt{M_k d_{cp}}}{h_1^2 10^4} \quad (12)$$

Для проведения натурных испытаний было разработано и изготовлено два стенда, на которых испытано 37 гибких колес. Испытания проводили по методу, основанному на применении нисходящих нагрузок: если при заданном моменте оболочка разрушалась, то величину момента постепенно уменьшали до тех пор, пока не добивались неразрушения оболочки при 10^8 циклов нагружения. По материалам исследований построена усталостная кривая.

В зависимости от марки стали и ее твердости по усталостным кривым находили σ_{-1} и по зависимости (11) определяли произведения $K_\sigma \cdot K_n$ для $M_k = 10, 15$ и 20 кгс · м, которые затем сравнивали с расчетными. Отклонение расчетного значения, определенного по зависимостям (8), (10) и (12), от эксперимента не превышало 1,13%.

Таким образом, экспериментально подтверждено, что эффективный коэффициент концентрации напряжений для произвольного числа циклов может быть определен по следующей эмпирической зависимости.

$$K_\sigma = 1,25 \left[1 + \left(\frac{\rho + 0,1}{\rho + 0,2} \right) \frac{m}{h_1} \frac{s}{p} \sqrt{\frac{h}{\rho}} \right] \quad (13)$$

Шестая глава включает в себя анализ полученных результатов и рекомендации по их практическому использованию.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в работе проведено исследование влияния некоторых конструктивных и геометрических факторов на напряженное состояние зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи. Для решения этой задачи:

1. Спроектировано и изготовлено приспособление для исследования напряженного состояния зубчатой рейки в условиях, близких к реальным.

2. Проведено экспериментальное определение напряжений в 9 металлических зубчатых рейках с различной геометрией методом тензометрирования.

3. Определены коэффициенты концентрации напряжений на 11 зубчатых рейках из оптически активного материала.

4. Разработано, изготовлено и отлажено два стенда для испытания волновых зубчатых передач на выносливость.

5. Проведены усталостные испытания 37 гибких колес редуктора РВ 01, по материалам которых построена усталостная кривая.

6. Определены эффективные коэффициенты концентрации напряжений непосредственно из экспериментов на выносливость натуральных образцов по методике, предложенной Шуваловым С. А.

7. Отработана конструкция работоспособного волнового редуктора.

8. Предложена эмпирическая зависимость для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений при нулевом числе циклов, учитывающая такие параметры как h_1 , h , ρ , m , s .

9. Найдена связь между эффективным коэффициентом концентрации напряжений при статическом нагружении и при произвольном числе циклов.

10. Разработана методика определения минимального радиуса выкружки через K_ρ , по которой произведен расчет этого коэффициента для исходных контуров по ГОСТ 9587—68 и 13 755—68.

11. Проведено исследование величины максимального коэффициента смещения по заострению зубьев и даны рекомендации по его выбору при нарезании зубьев инструментом реального типа.

ВЫВОДЫ

1. В известных ранее работах недостаточно учитывалось влияние геометрии впадины между зубьями. Исследования показали, что эффективный коэффициент концентрации напряжений в равной мере зависит от радиуса кривизны переходной кривой, толщины обода зубчатого венца и ширины впадины.

2. Полученные зависимости позволяют определить эффективный коэффициент концентрации напряжений с достаточ-

ной для практических расчетов точно с учетом влияния геометрии впадины.

3. Показана возможность определения эффективного коэффициента концентрации напряжений из испытаний на выносливость натуральных гибких колес при передаче крутящего момента. Такие испытания в совокупности со статическими позволяют определить влияние сил в зацеплении на уровень напряжений в зубчатом венце через коэффициент K_n и уточнить расчет на выносливость.

4. Исследования методом тензометрирования на металлических рейках и методом фотоупругости показали сходные результаты (максимальная разница меньше 8%). Проведенные исследования двумя методами повышают достоверность полученных результатов.

5. Исследования методом фотоупругости позволили выявить распределение напряжений в зубчатом венце при деформировании его генератором и при передаче окружных сил. Это поможет уточнить расчетную модель гибкого зубчатого венца.

6. Испытания гибких колес на выносливость позволили определить нагрузочную способность волнового редуктора для механизма подъема стрелы железнодорожного крана при относительно малом передаточном числе ($u=80$) и внедрить в производство на Кировском машиностроительном заводе имени 1 Мая.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Домрачев Н. И., Миклин П. И. О влиянии технологии изготовления гибкого колеса волновой передачи на теоретический коэффициент концентрации напряжений. Труды Кировского СХИ «Вопросы повышения надежности и долговечности сельскохозяйственной техники». Пермь, 1974.

2. Миклин П. И. Влияние технологии изготовления гибких колес на работоспособность волновых редукторов. Материалы межвузовской конференции молодых ученых Волго-Вятского региона. Саранск, 1972.

3. Миклин П. И. Волновой редуктор. Информационный листок Кировского межотраслевого территориального ЦНТИ № 105—73.

4. Миклин П. И. Стенд для испытания волновых редукторов. Информационный листок Кировского межотраслевого территориального ЦНТИ № 106—73.

5. Миклин П. И., Заикина В. З., Камардина М. Ф., Козлов Л. Ю. Механизм подъема стрелы с волновой передачей. Информационный листок Кировского межотраслевого территориального ЦНТИ № 379—75.

6. Шувалов С. А., Миклин П. И., Подлевских Л. Д. О коэффициенте концентрации напряжений в гибких колесах волновых передач. «Известия вузов. Машиностроение», 1974, № 9.

