

М 458544  
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

---

На правах рукописи

ГОЛОВАЧЕВ МИХАИЛ ИСАЕВИЧ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ  
С АРОЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ

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 Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - Заслуженный деятель науки  
и техники РСФСР,  
д.т.н., профессор РЕШЕТОВ Д.Н.

Официальные оппоненты: д.т.н., профессор СНЕСАРЕВ Г.А.

к.т.н., с.н.с. ГОЛДЕР Д.Э.

Ведущее предприятие - Тульский машиностроительный  
завод имени В.М.Рябинова

Защита диссертации состоится " 13 " апреля 1987 г. на  
заседании специализированного Совета К 053.15.11 "Машиностроение"  
Московского высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по  
адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба  
высылать по адресу:

С д/у \_\_\_\_\_ Московского  
высшего

Авт:

Уч:  
специал  
к.т.

*М454844*

1.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

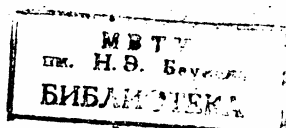
Актуальность. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986 – 1990 годы и на период до 2000 года, принятых на XXVII съезде КПСС, поставлена задача кардинального повышения эффективности машиностроения на основе разработки и выпуска качественно новых машин и механизмов, отвечающих современным требованиям в отношении надежности, ресурса, экономичности, металлоемкости. Этим требованиям в значительной мере соответствуют цилиндрические зубчатые передачи с арочными зубьями (арочные передачи).

Арочные передачи весьма перспективны благодаря целому ряду существенных преимуществ: обладают повышенной прочностью, обусловленной формой зубьев; могут работать при значительных перепадах осей зубчатых колес вследствие начального контакта зубьев в точке и осевой самоустановки зубчатых колес; обеспечивают более плавную передачу движения и допускают возможность высокопроизводительного изготовления. Однако, несмотря на свои достоинства, арочные передачи до настоящего времени еще не нашли должного применения в промышленности. Одна из причин, сдерживающих широкое их использование, – отсутствие методики расчета на прочность. Поэтому разработка методов расчета арочных передач на прочность является актуальной и важной задачей, так как ее решение позволит ускорить внедрение арочных передач в технику.

Цель работы. На основе теоретических и экспериментальных исследований разработать инженерный метод расчета арочных передач на сопротивление контактной усталости и усталости при изгибе в соответствии со структурными формулами ГОСТ 21354-75 с учетом специфических особенностей арочных передач.

Методы исследования. При разработке теоретических положений использованы: теория поверхностей дифференциальной геометрии, метод конечных разностей, теория эвольвентных зубчатых зацеплений, теория местных контактных деформаций Г.Герца, теория предельных напряженных состояний.

При экспериментальном исследовании контактной прочности были проведены усталостные испытания методом роликовой аналогии. При экспериментальном исследовании изгибной прочности использованы тензометрический и поляризационно-оптический методы, а также были проведены усталостные испытания стальных колес на



пульсаторе. Результаты усталостных испытаний обработаны статистическими методами.

Научная новизна. Разработан метод инженерного расчета арочных передач на сопротивление контактной и изгибной усталости.

Теоретически изучено влияние геометрических параметров арочных передач на продольную локализацию контакта зубьев, а также влияние осевой самоустановки зубчатых колес на перекос арочных зубьев.

Физически обоснована и по результатам экспериментов установлена коррекция к октаэдрической теории прочности при расчетах на сопротивление контактной усталости передач с начальным контактом зубьев в точке.

Экспериментально исследовано влияние формы арочного зуба на уменьшение и концентрацию напряжений изгиба по ширине венца.

Практическая ценность. Разработан инженерный метод расчета на сопротивление контактной и изгибной усталости арочных передач с начальным контактом зубьев по линии и в точке. Полученные расчетные формулы по своей структуре соответствуют ГОСТ 21354-75 и являются единичными для расчета на прочность цилиндрических передач с любыми видами зубьев.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что при перекосах осей зубчатых колес максимальная нагрузочная способность арочной передачи достигается при оптимальной степени продольной локализации контакта зубьев. Предложенный метод позволяет решать важную для практики задачу оптимизации – обеспечение максимальной нагрузочной способности на стадии проектирования арочной передачи.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1986 году.

Публикации. По материалам диссертации опубликованы четыре печатные работы.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, перечня использованной литературы и приложения. Работа представлена на 239 страницах: содержит 143 страниц машинописного текста, 85 рисунков, 8 таблиц, список использованной литературы из 92 наименований и 28 страниц приложения.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, указана цель работы, перечислены выполненные теоретические и экспериментальные исследования, сформулированы положения, выносимые на защиту.

В первой главе сделан краткий обзор работ по теме исследования, проведен анализ существующих методов расчетов на прочность зубчатых передач и сформулированы задачи исследования.

В последние десятилетия ведущая роль в исследованиях арочных передач принадлежит советским ученым. Создан ряд научных центров по изучению арочных передач: КИИ, КМИ, ХПИ, ОПИ, ТПИ, МВТУ, ВМИ, НИПИГОРМАШ и др. Под руководством Догоды М.И., Ерихова М.Д., Журавлева Г.А., Заблонского К.И., Коганова И.А., Решетова Л.Н., Рудяницкого В.И., Севрюка В.Н. и др. были выполнены важные работы по разработке способов нарезания цилиндрических колес с арочными зубьями, по модернизации зуборезных станков, по созданию режущего инструмента, технологической оснастки и средств контроля, по разработке теории зацепления и методов расчета геометрических параметров. Отмечено, что вопросам прочности арочных передач были посвящены только некоторые работы по экспериментальным исследованиям контактной усталости.

Все методы расчетов на сопротивление контактной усталости основаны на теории Герца, но при двух разных подходах — начальный контакт зубьев принимают линейным или точечным. При первом подходе конические передачи с криволинейными зубьями рассчитывают по приближенному методу, основанному на введении эквивалентных прямозубых цилиндрических колес, или по методике станкостроительной фирмы Глисон (США), дающей при определенных ограничениях хорошие практические результаты. Отмечено, что эти методы непригодны в случаях с ярко выраженной локализацией контакта зубьев и поэтому не могут быть использованы для расчета арочных передач. При втором подходе можно рассчитать истинные контактные напряжения с учетом всех особенностей арочных передач. Однако, в этом случае для определения допускаемых напряжений нельзя использовать теорию наибольших нормальных напряжений.

Существует много методов расчетов на сопротивление изгибной усталости: от методов расчетов по номинальным напряжениям до теоретических способов вычисления максимальных местных напряжений. Теоретически обоснованный расчет арочных зубьев на

излом может быть построен лишь после решения задачи о расчете толстой консольной плиты переменной толщины, заземленной по криволинейному основанию и нагруженной на небольшой части своей длины. Такая задача еще не решена даже в первом приближении. Поэтому в расчетах часто используют эмпирические коэффициенты. В мировой практике для расчета на сопротивление изгибной усталости конических передач с криволинейными зубьями наиболее широко применяют также метод фирмы Глисон. Однако, расчетная схема этого метода условна и не соответствует действительности, некоторые положения его спорны и нуждаются в корректировке, а сам метод эффективен лишь в оговоренных пределах. Поэтому расчет арочных передач на сопротивление усталости при изгибе следует строить аналогично расчету цилиндрических косозубых передач, то есть на основе использования эмпирического коэффициента, учитывающего повышенную прочность арочного зуба.

Исходя из вышеизложенного для достижения указанной цели были поставлены следующие задачи.

1. Разработать метод расчета геометрических параметров, используемых в расчетах на прочность арочных передач.
2. Изучить влияние осевой самоустановки зубчатых колес на перекося арочных зубьев под нагрузкой.
3. Исследовать распределение нагрузки в арочных передачах.
4. Исследовать возможность применения октаэдрической теории прочности при расчетах на сопротивление контактной усталости передач с начальным контактом зубьев в точке.
5. Исследовать распределение напряжений изгиба в галтели арочного зуба.

Во второй главе разработан метод расчета геометрических параметров арочных передач.

Известно, что концентрацию нагрузки по ширине венца можно существенно уменьшить с помощью начального контакта зубьев в точке. В арочных передачах начальный точечный контакт осуществляют продольной локализацией контакта зубьев, характеризуемой коэффициентом  $\delta = (\tau_s - \tau_n) / \tau_s$ , где  $\tau_s$  и  $\tau_n$  - главные радиусы кривизны в продольном направлении соответственно вогнутой и выпуклой сопряженных боковых сторон арочных зубьев.

При анализе факторов, существенно влияющих на коэффициент  $\delta$ , выявлен так называемый эффект технологической локализации, заключающийся в том, что если вогнутая и выпуклая сопряженные

стороны зубьев нарезаны резцами с одинаковыми установочными радиусами  $R_b = R_H = R$ , то вследствие движения обката при отсутствии влияния других факторов начальный контакт арочных зубьев все равно будет точечным. Для количественной оценки коэффициента  $\delta_T$  технологической локализации контакта была составлена система уравнений, описывающих боковую поверхность арочного зуба. Система решена методом численного дифференцирования на ЭВМ. По результатам расчетов получена формула  $\delta_T = \delta_{t1} + \delta_{t2}$ , в которой  $\delta_{t1}$  и  $\delta_{t2}$  определяют по рис.1 отдельно для шестерни и колеса в зависимости от геометрических параметров  $\psi_R = b_w/R$  и  $\psi_d = b_w/d$ , где  $b_w$  - ширина венца;  $d$  - делительный диаметр.

На основе теории эвольвентных зубчатых зацеплений разработаны формулы для расчета главных радиусов кривизны арочных зубьев. Используя эти формулы, получена аналитическая зависимость для  $\delta$  с учетом всех основных факторов

$$\delta = \delta_T + \delta_R + \delta_x + \delta_y, \quad (1)$$

где  $\delta_R$ ,  $\delta_x$ ,  $\delta_y$  - учитывают установочные радиусы резцов, коэффициенты смещения, прогиб валов; определяют по формулам

$$\begin{cases} \delta_R = (R_b - R_H)/R_b; \\ \delta_x = -\Delta y \cdot \psi_R \psi_m^{-1} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \\ \delta_y = (y_x/m) \cdot \psi_R \psi_m^{-1} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь  $\Delta y$  - коэффициент уравнительного смещения;  $y_x$  - суммарный прогиб валов;  $\psi_m = b_w/m$  - геометрический параметр;  $m$  - модуль зацепления.

Показано, что, задавшись  $R_H$ , для данного  $\delta$  по формулам (1) и (2) можно вычислить  $R_b$  и, таким образом, обеспечить необходимую степень продольной локализации контакта зубьев еще на стадии проектирования арочной передачи.

Для расчета суммы главных кривизн в точке начального контакта зубьев  $\Sigma k = 2(A+B)$  выведены формулы для вычисления  $A$  и  $B$  с учетом коэффициента  $\delta$

$$\begin{cases} A = \delta / (2R / \cos \alpha_{tw} \pm 4 \varepsilon p_b \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}); \\ B = \frac{(1+u) \cdot d_{w1} \sin \alpha_{tw} \cos \beta_b}{(d_{w1} \sin \alpha_{tw} - 2 \varepsilon p_b) \cdot (u \cdot d_{w1} \sin \alpha_{tw} + 2 \varepsilon p_b)}, \end{cases} \quad (3)$$

где знаки  $+$  и  $-$  относятся к случаям, когда рабочая сторона зуба шестерни является соответственно вогнутой или выпуклой;  $u$  - пе-

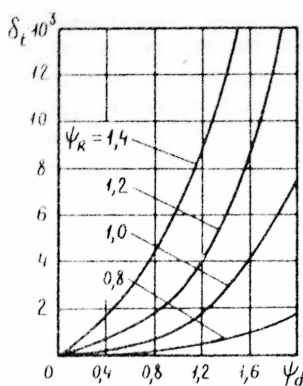


Рис. 1

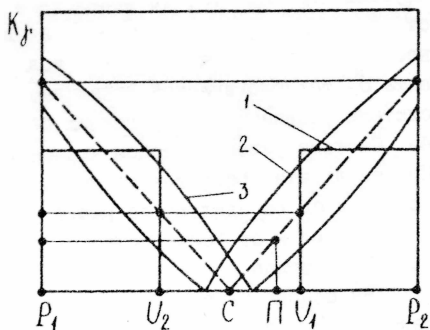


Рис. 2

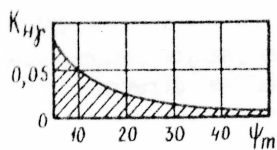


Рис. 3

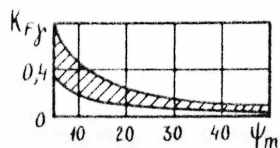


Рис. 4

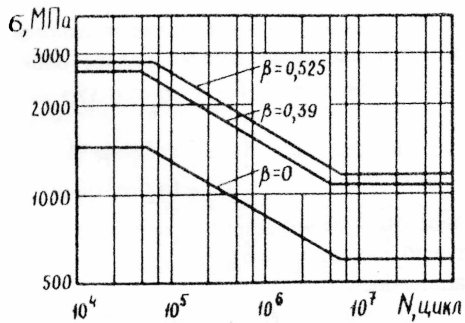


Рис. 5

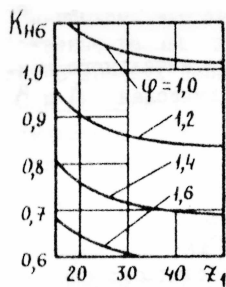


Рис. 6

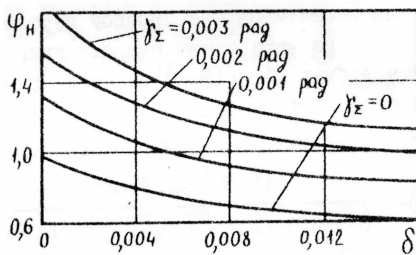


Рис. 7

редаточное число;  $d_{w1}$  - начальный диаметр шестерни;  $\rho_6$  - шаг зацепления;  $\alpha_{tw}$  - угол зацепления;  $\rho_6$  - основной угол наклона линии зуба;  $\xi$  - параметр, зависящий от положения расчетной точки на линии зацепления (для полюса  $\xi = 0$ ).

На основе замены арочного зуба эквивалентным шевронным зубом получена формула для расчета коэффициента осевого перекрытия арочных передач

$$\varepsilon_p = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{1}} \sqrt{2 - \sqrt{4 - \psi_R^2}} \cdot \psi_m.$$

В третьей главе изучено влияние осевой самоустановки зубчатых колес на перекося арочных зубьев и исследовано распределение нагрузки в арочных передачах.

Установлено, что в арочных передачах с начальным линейчатым контактом вследствие осевой самоустановки зубчатых колес перекося зубьев по величине существенно меньше суммарного перекося осей зубчатых колес. В результате этого значительно снижена концентрация нагрузки по ширине венца и повышена тем самым нагрузочная способность арочной передачи в несколько раз. В расчетах величина перекося арочных зубьев была определена с помощью коэффициента приведения  $\gamma_a = K_\gamma \cdot \gamma_c$ , где  $\gamma_a$  и  $\gamma_c$  - угол перекося арочных зубьев и суммарный угол перекося осей зубчатых колес.

Проведен анализ процесса зацепления нелокализованных арочных зубьев. Показано, что в случае абсолютной осевой подвижности шестерня в процессе зацепления постоянно смещается вдоль оси под действием возникающих вследствие перекося зубьев осевых сил. На основе критерия силового равновесия разработаны формулы для определения коэффициента  $K_\gamma$ . Установлено, что в зоне однопарного зацепления (участок  $U_2U_1$  на линии зацепления)  $K_\gamma = 0$ , а в зоне двухпарного зацепления (участки  $P_1U_2$  и  $U_1P_2$  на линии зацепления)  $K_\gamma = (2,3\psi_R - 0,7) \cdot \psi_m^{-1}$ . Указанные зависимости представлены кривой I на рис.2, на котором показан характер изменения  $K_\gamma$  вдоль линии зацепления.

Рассмотрен также другой крайний случай осевой самоустановки, когда шестерня в процессе зацепления неподвижна относительно колеса: шестерня занимает такое среднее положение, при котором в крайних точках линии зацепления на нее будут действовать максимальные осевые усилия, равные по величине и противоположные по направлению. На основании этого условия выведены точные зависимости, представленные на рис.2 кривыми 2 и 3, построенными для

случаев, когда рабочая сторона зуба шестерни является вогнутой или выпуклой. Отмечено, что реальные арочные передачи вследствие больших окружных скоростей и значительных сил трения более тяготеют именно к этому случаю осевой самоустановки зубчатых колес. Поэтому для практических целей получена усредненная зависимость (на рис.2 показано штриховой линией), согласно которой для случаев контакта арочного зуба в полдуге (расчет на сопротивление контактной усталости) и в вершине (расчет на сопротивление изгибной усталости) коэффициент  $K_F$  определяют по формулам

$$K_{H\beta} = (2,3 \psi_R - 0,7) \cdot (\varepsilon_{\alpha 2} - \varepsilon_{\alpha 1}) \cdot \psi_m^{-1}; \quad (4)$$

$$K_{F\beta} = (2,3 \psi_R - 0,7) \cdot \varepsilon_{\alpha} \cdot \psi_m^{-1}. \quad (5)$$

На рис.3 и 4 показаны диапазоны изменения значений коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$ .

Установлено, что в арочных передачах с начальным точечным контактом вследствие осевой самоустановки зубчатых колес существенно уменьшена величина  $t$  смещения начальной точки контакта к торцу зуба. Аналогично выражениям (4) и (5) получены формулы для определения коэффициента  $\Delta = 2t/b_w$  соответственно при расчетах на сопротивление контактной и изгибной усталости

$$\Delta_H = \pi \cdot \cos \alpha \cdot \gamma_{\Sigma} \cdot (\varepsilon_{\alpha 2} - \varepsilon_{\alpha 1}) \cdot \delta^{-1} \cdot \psi_m^{-1} \leq 1;$$

$$\Delta_F = \pi \cdot \cos \alpha \cdot \gamma_{\Sigma} \cdot \varepsilon_{\alpha} \cdot \delta^{-1} \cdot \psi_m^{-1} \leq 1.$$

Показано, что при  $\Delta > 1$  напряженное состояние зоны контакта мало отличается от случая начального контакта зубьев по линии, поэтому в расчетах следует пользоваться формулами (4) и (5).

При исследовании распределения нагрузки в арочных передачах установлено, что при малой степени продольной локализации контакта зубьев и перекосе осей зубчатых колес вычисленная по теории Герца длина площадки контакта может превышать длину зуба:  $2a > b_w$ , где  $a$  — большая полуось эллипса площадки контакта. В этом случае теория Герца в общепринятом виде неприменима. Для решения данной задачи предложена расчетная схема, согласно которой эпюра распределения нагрузки представляет собой усеченный с одной или с двух сторон полуэллипсоид (в основании эллипс с полуосями  $a_1 > a$  и  $b_1 > b$ ) с соблюдением условия  $b/a = b_1/a_1 = \text{const}$ . Тогда действующая в зацеплении нормальная сила  $P$  будет распределена по площадке контакта по закону

$$p_1(x, y) = p_0 \sqrt{1 - (x/a_1)^2 - (y/b_1)^2}, \quad (6)$$

где  $p_0$  - давление в центре площадки контакта.

Для вычисления неизвестных, входящих в формулу (6), введен параметр  $\eta = a/\sqrt{a}$ , который определен из условия

$$P = \iint_{(S)} p_i(x, y) dx dy.$$

В таблице приведены полученные формулы для расчета  $\eta$  в зависимости от параметров  $\psi_a = b_w/2a$  и  $\Delta$ , а также условия, при которых эти формулы справедливы.

Таблица

| Условия применимости                                        | Расчетные формулы                                     |
|-------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| $(1 - \Delta)^{-1} \leq \psi_a$                             | $\eta = 1$                                            |
| $(1 + 3\Delta)^{-\frac{1}{3}} < \psi_a < (1 - \Delta)^{-1}$ | $\eta = 1,26 - 0,26\sqrt{\psi_a(1 - \Delta)}$         |
| $0 \leq \psi_a \leq (1 + 3\Delta)^{-\frac{1}{3}}$           | $\eta = \sqrt{[2 + \psi_a^3(1 + 3\Delta^2)]/3\psi_a}$ |

Сделано заключение о том, что напряженное состояние зоны контакта можно рассчитать по теории Герца, если вместо  $P$  использовать условную силу  $P_i$ , которая обеспечивает распределение нагрузки по закону (6)

$$P_i = \eta^3 \cdot P. \quad (7)$$

Для арочных передач с начальным точечным контактом выведена общая формула для расчета коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи

$$K_{np}^0 = 1,5 \cdot \psi_a \cdot \eta^2. \quad (8)$$

Для арочных передач с начальным линейчатым контактом коэффициент  $K_{np}^0$  следует рассчитывать по формуле ГОСТ 21354-75 как для косозубых передач, подставляя  $\gamma_a$  вместо  $\gamma_r$ .

Четвертая глава посвящена исследованию и разработке метода расчета арочных передач на сопротивление контактной усталости.

При начальном контакте зубьев в точке соотношения между составляющими напряженного состояния зоны контакта существенно зависят от формы эллиптической площадки контакта, характеризующей параметром  $\beta = b/a$ . В этом случае теория наибольших нормальных напряжений оказывается непригодной, так как для каждого  $\beta$  потребовались бы свои допускаемые напряжения. Проведен анализ

существующих теорий прочности и сделано заключение о возможности применения при расчетах арочных передач на сопротивление контактной усталости октаэдрической (четвертой) теории прочности, согласно которой эквивалентное напряжение в центре площадки контакта определяют по формуле

$$\sigma_n^{\text{эк}} = K_{\text{пр}}^{\text{эк}} \cdot \sigma_n, \quad (9)$$

где  $K_{\text{пр}}^{\text{эк}} = 0,4 \sqrt{1 - \rho + \rho^2} / (1 + \rho)$  - коэффициент приведения;  $\sigma_n$  - наибольшее нормальное напряжение в центре площадки контакта.

Физически обоснована необходимость экспериментальной коррекции к критерию энергии формоизменения, так как при напряженном состоянии, близком к всестороннему сжатию, он не дает удовлетворительных результатов. Если коррекцию осуществить с помощью множителя  $\psi$ :  $K_{\text{пр}}^{\text{эк}} = \psi K_{\text{пр}}^{\text{эк}}$ , то скорректированный коэффициент приведения согласно формуле (9) можно определить экспериментально для любого значения  $\rho$  по пределам контактной выносливости

$$K_{\text{пр}}^{\text{эк}} = 0,4 \sigma_{\text{нлн}}(\rho=0) / \sigma_{\text{нлн}}. \quad (10)$$

Эксперименты были проведены на трехконтактной роликовой машине РМ-МВТУ-2. Испытаны гладкие и выпуклые ролики, обеспечивающие  $\rho = 0$ ,  $\rho = 0,39$  и  $\rho = 0,525$ . Материал роликов - сталь 40Х, НВ = 235...245. Для построения наклонной части кривой Велера испытано по 5 роликов на каждом из четырех уровней напряжений. Результаты испытаний обработаны методом линейной корреляции с постоянной дисперсией. Пределы выносливости определены методом "лестницы" по результатам испытаний 10 роликов на базе  $5 \cdot 10^7$  циклов нагружений. Полученные при 50 % вероятности неразрушения кривые контактной усталости для каждого  $\rho$  представлены на рис. 5. С помощью этих кривых вычислены  $K_{\text{пр}}^{\text{эк}}$  по формуле (10) и  $K_{\text{пр}}^{\text{эк}}$  по формуле (9) и определена  $\psi$ . В качестве первого приближения  $\psi$  найдена в виде линейной функции  $\psi = 1 - 0,2\rho$ .

По теории Герца для начального точечного контакта  $\sigma_n$  в выражении (9) рассчитывают по формуле

$$\sigma_n = n_s \cdot \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{E \cdot \Sigma k}{1 - \mu^2}}^2 \cdot P, \quad (11)$$

где  $n_s$  - коэффициент, зависящий от параметра  $\Omega = (B-A)/(B+A)$ ;  $E$  - модуль упругости;  $\mu$  - коэффициент Пуассона.

Для решения поставленной выше задачи выражение (11) следует привести к структурному виду ГОСТ 21354-75, вводя по мере необходимости новые коэффициенты. Выражая  $P$  через крутящий момент

на шестерне  $T_1$  и подставляя в формулу (II) выражения (3), (7) и (8), получим

$$\sigma_H = Z_N \cdot Z_M \cdot Z_\alpha \cdot \sqrt{\frac{1+u}{u} \cdot \frac{2T_1}{\delta_w \cdot d_{w1}^2} \cdot K_{H\alpha}^0}, \quad (12)$$

где  $Z_N$ ,  $Z_M$  определяют по ГОСТ 21354-75;  $Z_\alpha = 1,1 - 0,1 \alpha$ .

Замена арочного зуба эквивалентным шевронным зубом позволяет в зависимости от  $\varepsilon_\beta$  расчет коэффициентов  $K_{H\alpha}$ ,  $Z_\varepsilon$  и  $K_{H\beta}$ , учитывающих двухпарное зацепление и динамические нагрузки, производить по ГОСТ 21354-75 как для прямозубых или косозубых передач.

В качестве единого допускаемого контактного напряжения удобно использовать  $\sigma_{H\beta 2}$  допускаемое контактное напряжение для материала колеса прямозубой передачи по критерию наибольших нормальных напряжений. Тогда октаэдрическую теорию прочности можно учесть коэффициентом  $Z_p = K_{H\beta}^{0,4} / 0,4 = (1 - 0,2\beta) \sqrt{1 - \beta + \beta^2} / (1 + \beta)$

В косозубых и шевронных передачах головочный эффект вызывает лишь перераспределение нагрузки, поэтому целесообразно его учитывать не в расчетах допускаемого контактного напряжения, как это принято в ГОСТ 21354-75, а в расчетах коэффициентов нагрузки. Для некорректированных передач разработан упрощенный метод определения коэффициента  $K_{H\beta}$ , учитывающего головочный эффект, по рис.6 непосредственно в зависимости от числа зубьев шестерни и коэффициента  $\varphi$ , определяемого по ГОСТ 21354-75.

Вводя в формулу (12) указанные выше коэффициенты, а также коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий приработку зубьев, окончательно получим

$$\sigma_H = Z_N \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\alpha \cdot Z_p \cdot \sqrt{\frac{1+u}{u} \cdot \frac{2T_1}{\delta_w \cdot d_{w1}^2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{H\beta 2}. \quad (13)$$

В частном случае начального линейчатого контакта  $Z_\alpha = 1$  и  $Z_p = 1$ , тогда формула (13) по существу примет вид расчетной формулы ГОСТ 21354-75 (отличие в методе учета головочного эффекта)

Проведен анализ сравнительной контактной прочности арочных передач с помощью коэффициента  $\varphi_n$ , равного отношению рассчитанных по формуле (13) контактных напряжений прямозубой передачи и арочной. На рис.7 для конкретной передачи показан характер влияния на коэффициент  $\varphi_n$  наиболее существенных параметров  $\beta$  и  $\delta$ .

Пятая глава посвящена исследованию и разработке метода расчета арочных передач на сопротивление изгибной усталости.

Согласно ГОСТ 21354-75 расчет на изгиб зубьев цилиндрических передач ведут по формуле

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_E \cdot Y_P \frac{2T_1}{b_w d_{w1} m} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \leq \sigma_{FP} \quad (I4)$$

Показано, что арочные передачи можно рассчитывать по выражению (I4), если коэффициенты  $Y_F$ ,  $Y_E$  и  $K_{Fa}$ ,  $K_{Fv}$ , учитывающие форму зуба, двухпарное зацепление, динамические нагрузки, определять в зависимости от  $\xi_p$  (на основании замены арочного зуба эквивалентным шевронным зубом) по ГОСТ 21354-75 как для прямозубых или косозубых передач, а такие особенности арочных передач как осевая самоустановка зубчатых колес, начальный точечный контакт и дуговая форма зубьев учитывать эмпирическими коэффициентами  $Y_P$  и  $K_{F\beta}$ .

Проведены тензометрические исследования распределения напряжений изгиба в основании арочного зуба рейки. Были использованы полупроводниковые тензодатчики с базой 2 мм, которые наклеивали у выкружки на боковые стороны вдоль линии зуба по методу "разнесенной розетки". Анализ распределения напряжений изгиба показал, что при равномерной вдоль линии зуба нагрузке наибольшие главные напряжения достигают близких между собой максимальных значений в среднем сечении при нагружении выпуклой стороны и у края при нагружении вогнутой; при величине концентрации нагрузки  $K_{\psi}^0 < 3$  кривые  $K_{F\beta}^0 = \varphi(K_{\psi}^0)$ , соответствующие случаям концентрации нагрузки к центру выпуклой стороны и к краю вогнутой, незначительно отличаются одна от другой. Сделано заключение, что для установления эмпирических зависимостей для коэффициентов  $Y_P$  и  $K_{F\beta}^0$  достаточно определить местные напряжения изгиба в среднем сечении при нагружении выпуклой стороны арочного зуба равномерной и концентрированной к центру зуба нагрузками.

Указанные местные напряжения изгиба определены поляризационно-оптическим методом на прозрачных моделях с помощью расположенных в среднем сечении зуба плоских вставок из оптически активного материала. Испытаны модели прямых и арочных зубьев рейки, обеспечивающие широкий диапазон изменения параметров  $0 \leq \psi_R \leq 1,4$  и  $4 \leq \psi_m \leq 30$ . Коэффициент  $Y_P$ , учитывающий повышенную изгибную прочность арочного зуба, рассчитан как отношение максимальных напряжений изгиба в основании арочного и прямого зубьев при равномерной по ширине венца нагрузке. На рис.8 представлены полученные экспериментальные кривые, которые с достаточной точностью аппроксимируются линейными зависимостями (на рис.8 показано стриховыми линиями)

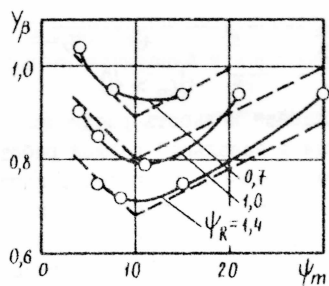


Рис. 8

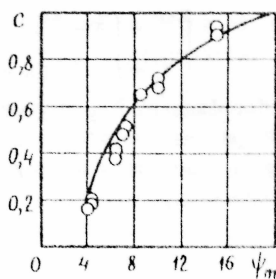


Рис. 9

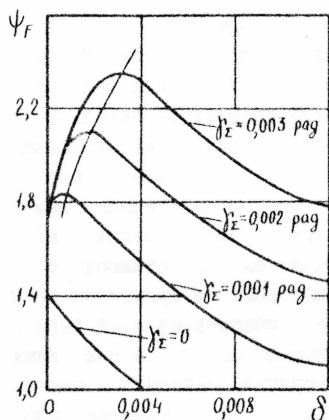


Рис. 10

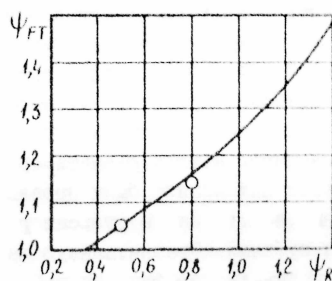


Рис. 11

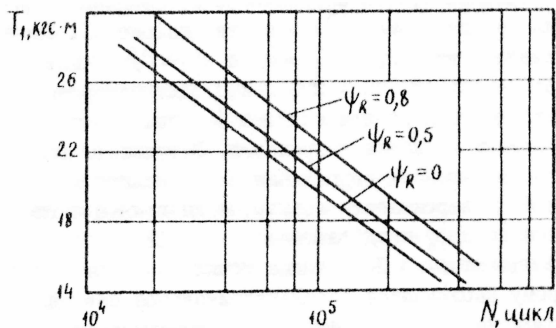


Рис. 12

$$\begin{cases} Y_p = 1,3 - 0,3\psi_R - 0,02\psi_m & \text{при } 4 \leq \psi_m \leq 10; \\ Y_p = 1 - 0,3\psi_R + 0,01\psi_m & \text{при } \psi_m > 10. \end{cases}$$

Коэффициент  $K_{Fp}^0$ , учитывающий неравномерность распределения напряжений изгиба по ширине венца в начальный период работы передачи, рассчитан как отношение максимальных напряжений изгиба при концентрированной к центру зуба и равномерной нагрузках. Аппроксимирующая зависимость найдена в виде степенной функции  $K_{Fp}^0 = (K_{np}^0)^c$ . Полученные значения показателя степени  $c$  представлены на рис.9, согласно которому экспериментальные данные хорошо описываются зависимостью  $c = (1,4\psi_m - 4)/(\psi_m + 4)$ . Приработку зубьев следует учитывать коэффициентом  $K_{Fp}$  по ГОСТ 21354-75.

Проведен анализ сравнительной изгибной прочности арочных передач с помощью коэффициента  $\varphi_F$ , равного отношению рассчитанных по формуле (14) изгибных напряжений прямозубой передачи к арочной. Для конкретной передачи характер влияния на коэффициент  $\varphi_F$  наиболее существенных параметров  $\gamma_\Sigma$  и  $\delta$  показан на рис.10.

Для экспериментального подтверждения разработанного выше инженерного метода расчета арочных передач на сопротивление усталости при изгибе были проведены сравнительные усталостные изгибные испытания на пульсаторе стальных колес с прямыми и арочными зубьями. Сравнительную несущую способность арочной передачи оценивали коэффициентом  $\varphi_{FT}$ , равным отношению рассчитанных по формуле (14) допускаемых нагрузок арочной передачи к прямозубой. Для случая однопарного зацепления при отсутствии перекосов осей зубчатых колес, динамических нагрузок и продольной локализации контакта арочных зубьев зависимость коэффициента  $\varphi_{FT}$  от параметра  $\psi_R$  (для передач с  $\psi_m=10$ ) показана на рис.11. Эксперименты были проведены для  $\psi_R=0$ ,  $\psi_R=0,5$  и  $\psi_R=0,8$ . Материал зубчатых колес - сталь 45, HB = 270...280. Для построения наклонных ветвей кривых Велера для каждого  $\psi_R$  испытано по 16 зубьев на разных уровнях изгибных напряжений. Результаты испытаний обработаны методом линейной корреляции с постоянной дисперсией. Полученные при 50 % вероятности неразрушения кривые изгибной усталости для каждого  $\psi_R$  представлены на рис.12. По этим кривым рассчитан коэффициент  $\varphi_{FT}$ . Полученные точки нанесены на рис.11, согласно которому наблюдается удовлетворительное совпадение экспериментальных данных с теоретической зависимостью.

В заключении сформулированы общие выводы по работе.

В приложении представлены тексты программ расчетов на ЭВМ, протоколы испытаний и корреляционные таблицы экспериментов.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан инженерный метод расчета на сопротивление контактной и изгибной усталости арочных передач с начальным контактом зубьев в точке и по линии в соответствии со структурными формулами ГОСТ 21354-75. Полученные расчетные формулы являются едиными для расчета на прочность цилиндрических передач с прямыми, косыми, шевронными и арочными зубьями.

2. Разработаны простые, удобные для практического пользования, формулы для расчета суммы главных кривизн сопряженных поверхностей и коэффициента продольной локализации контакта арочных зубьев. Установлено, что на коэффициент продольной локализации контакта существенное влияние оказывает эффект технологической локализации контакта, поэтому учет этого эффекта в расчетах является необходимым.

3. Изучено влияние осевой самоустановки зубчатых колес на перекося арочных зубьев и выведены формулы для определения величины этого перекося. Показано, что для арочных передач с начальным линейчатым контактом вследствие осевой самоустановки зубчатых колес перекося зубьев меньше суммарного перекося осей зубчатых колес до 10 раз при расчетах на сопротивление изгибной усталости и от 10 раз и выше при расчетах на сопротивление контактной усталости. Поэтому при расчете неотчетливых арочных передач на сопротивление контактной усталости целесообразно угол перекося зубьев принимать равным нулю.

4. Предложена общая формула, позволяющая рассчитать коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца для случая, когда вычисленная по теории Герца при начальном точечном контакте длина площадки контакта превышает длину зуба.

5. Теоретически обоснована и по результатам экспериментов установлена коррекция к октаэдрической теории прочности при расчетах на сопротивление контактной усталости, обеспечивающая наибольшую точность: отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 1,5 %.

6. Получены эмпирические зависимости для определения коэффициентов, учитывающих соответственно повышенную изгибную проч-

ность и неравномерность распределения напряжений изгиба по длине арочного зуба. Установлено, что вследствие только своей дуговой формы (без учета осевой самоустановки зубчатых колес и начального точечного контакта зубьев) арочный зуб по изгибу прочнее прямого зуба в  $1,1 \dots 1,4$  раза.

7. Проведен анализ сравнительной прочности арочных передач. Показано, что эффективность арочных передач тем выше, чем больше перекося осей зубчатых колес. Максимум контактной прочности достигается при начальном линейчатом контакте, а максимум изгибной прочности - при оптимальной величине продольной локализации контакта арочных зубьев, которую можно обеспечить еще на стадии проектирования передачи.

8. Результаты проведенных усталостных изгибных испытаний стальных колес с арочными зубьями подтверждают правильность предложенного метода расчета арочных передач на сопротивление изгибной усталости.

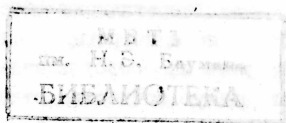
По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Решетов Д.Н., Головачев М.И. К вопросу упрощения расчетов зубчатых передач на прочность по ГОСТ 21354-75 //Вестник машиностроения. - 1981. - № 5. - С. 9 - 14.

2. Решетов Д.Н., Головачев М.И. К расчету арочных передач на сопротивление контактной усталости //Вестник машиностроения. - 1983. - № 2. - С. 12 - 16.

3. Головачев М.И. Эффект технологической локализации контакта арочных зубьев //Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 5. - С. 54 - 58.

4. Головачев М.И. Главные радиусы кривизны боковых поверхностей и продольная локализация контакта арочных зубьев //Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 7. - С. 36 - 42.



Л-44695 от 03.03.87 г. Заказ 287, объем I п.л., тираж 100 экз.

Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана