

М 430484

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

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

УДК 621.833.1.004.624

БАЛДАЕВ Владимир Петрович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА НА ИЗНОС
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА

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 - 1985

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

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент ЧЕСНОКОВ В.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор ДРОЗДОВ Ю.Н.
кандидат технических наук,
доцент КУЛИКОВ Г.В.

Ведущая организация - производственное объединение
"РЕДУКТОР" , г.Устинов

Защита диссертации состоится " 20 " мая 1985 г.
на заседании специализированного Совета К.053.15.11 "Машино-
строение" в Московском высшем техническом училище им.Н.Э.Бау-
манская ул., 5.

Затвержденный печатью, просим

в библиотеке училища.

н " _____ " _____ 1985 г.

П. ПОЛОВ

Объем 1,0 п.л.

DM 430454

Актуальность работы. Возрастающая мощность машин и агрегатов предъявляет повышенные требования к зубчатым передачам. Эти требования заключаются в дальнейшем повышении нагрузочной способности, увеличении ресурса, уменьшении габаритов.

Одним из путей реализации предъявляемых требований является применение зубчатых передач Новикова. Результаты почти тридцатилетнего промышленного применения этих передач показали, что они обладают большей нагрузочной способностью чем эвольвентные, позволяют значительно снижать массу и габариты передачи.

К настоящему времени для передач Новикова разработан геометрический расчет, получены кинематические соотношения для номинальной точки контакта передач Новикова с дугой окружности в торцевом сечении, разработан расчет на прочность. Однако малоизученными оказались вопросы изнашивания и кинематики передач с дугой окружности в нормальном сечении, что объясняет отсутствие на сегодня метода расчета на износ. Поэтому решение этих вопросов, учитывая широкое промышленное применение передач Новикова, является актуальной задачей.

Цель работы. Получение кинематических соотношений и исследование кинематических характеристик для точек площадки контакта передач Новикова, образованных дугой окружности в нормальном сечении. Исследование изнашивания зоны номинального контакта на зубе методом поверхностной активации. Исследование влияния нагрузки и скорости на интенсивность изнашивания. Разработка метода расчета на износ передач Новикова.

Научная новизна. Получены зависимости для определения скоростей качения и скольжения для точек на площадке контакта передач Новикова, образованных дугой окружности в нормальном сечении. Произведено исследование скоростей качения и скольжения в точках на площадке контакта. Произведено экспериментальное исследование изнашивания зоны номинального контакта зуба с применением метода поверхностной активации. Получены зависимости для определения толщины смазочной пленки и интенсивности изнашивания в передачах Новикова и разработан метод их расчета на износ.



Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций. обоснована аналитической проверкой по результатам исследований других авторов и экспериментальными исследованиями, проведенными с применением совершенной измерительной аппаратуры и натурального стенда для испытаний зубчатых передач.

Практическая ценность. Показано, что изменение скоростей на площадке контакта мало и поэтому скорости качения с погрешностью до 0,01%, а скорости скольжения с погрешностью до 5...6% можно определять для номинальной точки контакта. На основе экспериментально-аналитического исследования изнашивания передач Новикова разработан метод расчета на износ, из которого следуют рекомендации по повышению износостойкости. Предложенный метод расчета позволяет производить оценку ресурса зубчатых передач, как существующих, так и на стадии проектирования.

Реализация результатов исследований. Результаты работы использованы Производственным объединением "Редуктор", г. Устиной при оценке износостойкости зубчатых передач перспективных редукторов.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на: научно-технической конференции "Опыт исследования, изготовления и эксплуатации серийных зубчатых передач Новикова" (Севастополь, 1981 г.); научно-технической конференции "Триботехника - машиностроению" (Пушино на Оке, 1981 г.); научно-технической конференции "Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения" (Севастополь, 1983 г.); II Всесоюзной научно-технической конференции "Триботехника - машиностроению" (Пушино на Оке, 1983 г.) и др.

В полном объеме диссертация была доложена и одобрена на заседаниях кафедры "Детали машин и ТММ" Восточно-Сибирского технологического института и кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1984 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано девять работ.

Объем работы. Диссертация изложена на 145 страницах машинописного текста и состоит из условных обозначений, введения, четырех глав и общих выводов, содержит 34 рисунка, список литературы из 79 наименований и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность создания метода расчета на износ зубчатых передач Новикова.

В первой главе приводится краткий обзор работ, посвященных внедрению передач Новикова в различные области машиностроения.

В настоящее время передачи Новикова получили широкое промышленное применение в народном хозяйстве Советского Союза. Они применяются в силовых агрегатах морских судов "Ленинский комсомол" и "Парфентий Гречанин". Применение передач Новикова в редукторной вставке уникального забойного двигателя позволило достичь рекордной глубины бурения. Хабаровский завод энергетического машиностроения выпускает центробежные компрессорные машины с ускорительными передачами Новикова при передаваемой мощности 1600...19500 кВт и частотой вращения 4800...10935 мин⁻¹.

Всюду применение передач Новикова сопровождается получением значительного экономического эффекта, при этом масса приводов снижается примерно в 1,3...1,5 раза.

Большой вклад в развитие и освоение передач Новикова вложили Федякин Р.В., Чесноков В.А., Павленко А.В., Краснощеков Н.Н., Заблонский К.И., Петрусевич А.И., Кудрявцев В.Н., Куликов Г.В., Гавриленко В.А., Шишов В.П., Росливкер Е.И. и др.

М.Л.Новиковым было высказано предположение о том, что предложенная им передача будет и более износостойкой. Оно основывалось на том, что потери на трение будут значительно меньше чем в эвольвентных. Эти предположения были подтверждены экспериментальными исследованиями Ильченко А.И., Дрейзена И.С., Ямпольского Г.Я., Возникова А.И. и др. В большинстве работ величина линейного износа измерялась микрометрированием зубьев, либо снятием слепков, которые имеют значительную погрешность. Методом радиоактивных индикаторов, одним из наиболее точных, производилось измерение износа в исследованиях Гришко В.А.

Важным фактором, влияющим на изнашивание, является толщина смазочной пленки, возникающая между контактирующими поверхностями зубьев. Экспериментальному определению толщины смазочной пленки посвящены работы, проведенные Тривайло М.С. и Мишневым В.И. В ходе этих исследований было получено, что толщина смазочной пленки в передачах Новикова в 2,5...3,5 раза больше чем

в эвольвентных. На толщину смазочной пленки важное значение оказывает температура поверхности зубьев. Одной из немногих работ, в которой экспериментальным путем исследовались вопросы температурного режима передач Новикова, явилось исследование Шульги Ю.И.

Определяющим фактором при рассмотрении изнашивания является размер и форма площадки контакта. Впервые форма площадки контакта была получена на реальных зубчатых колесах Куликовым Г.В., Федякиным Р.В. и Чесноковым В.А. На моделях зубьев Печеным В.И. и Яковлевым А.С. были получены форма площадки и эпюры распределения давлений по площадке контакта.

На процесс изнашивания оказывает большое значение кинематика передачи посредством влияния на толщину смазочной пленки, коэффициент трения и температуру. М.Л.Новиковым были получены кинематические соотношения для номинальной точки контакта передач, у которых активные поверхности зубьев образованы дугой окружности в торцевом сечении.

В связи с вышеизложенным в настоящей работе были поставлены следующие задачи: получить зависимости для определения скоростей качения и скольжения для точек на площадке контакта передач Новикова, образованных дугой окружности в нормальном сечении; провести анализ изменения скоростей качения и скольжения на площадке контакта; выбрать метод экспериментального определения износа зубьев в зоне номинального контакта; провести экспериментальные исследования изнашивания передач Новикова при различных скоростях и нагрузках; разработать метод расчета на износ, опирающийся на основные факторы, определяющие изнашивание.

Во второй главе рассмотрена форма площадки контакта и распределение давлений на ней, выбрана расчетная схема контактирования зубьев, получены формулы для определения скоростей качения и скольжения в точках на площадке контакта и исследовано влияние геометрии передачи на их изменение.

Для подсчета контактного напряжения важную роль играет форма и размеры площадки контакта и распределение давлений на площадке контакта. На основании расчетной схемы, предложенной М.Л. Новиковым, и методики расчета на контактную прочность, разработанной в МВТУ им. Н.Э. Баумана, контактное напряжение

равно (МПа)

$$\sigma_H = Z_B Z_K Z_M \left[\frac{2 \cdot 10^3 T_1 (u+1) K_{H\beta} K_{H\alpha}}{d_1^2 m_n u K_{H\epsilon}} \left(1 + \frac{\cos^2 \alpha_k}{\tan^2 \beta} \right) \right]^{0.5}, \quad (1)$$

где Z_B , Z_K , Z_M — коэффициенты, учитывающие соответственно отличие формы и размеров реальной площадки контакта от принятых в расчетной схеме, размеры площадки контакта по высоте зуба, механические свойства материала колес; T_1 — крутящий момент, Н.м; u — передаточное число; d_1 — делительный диаметр, мм; m_n — нормальный модуль, мм; $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, $K_{H\epsilon}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно неравномерность распределения нагрузки между головкой и ножкой зуба, динамическую нагрузку и распределение нагрузки по площадкам контакта взаимодействующих зубьев.

Параметрами, определяющими размеры площадки контакта по принятой расчетной схеме, являются полуширина площадки контакта (мм)

$$b_k = 364 \left[\frac{T_1 u K_{H\beta} K_{H\alpha}}{E_E \rho_a^* m_n (\alpha_2 - \alpha_1) (u+1) \cos \alpha_k \sin \alpha_k \sin^2 \beta K_{H\epsilon}} \left(1 + \frac{\cos^2 \alpha_k}{\tan^2 \beta} \right) \right]^{0.5} \quad (2)$$

и высота активной части зуба (мм)

$$L_k = 0,01745 \rho_a^* m_n (\alpha_2 - \alpha_1), \quad (3)$$

где E_E — приведенный модуль упругости, МПа; ρ_a^* — коэффициент радиуса выпуклого участка профиля головки зуба; β — угол наклона линии зуба, град; α_1 , α_k , α_2 — минимальный, номинальный и максимальный углы давления, град.

Передачи Новикова, применяемые в общем машиностроении, имеют активные поверхности зубьев, образованные дугой окружности в нормальном сечении, что позволяет обходиться одним инструментом при нарезании зубчатых колес с различными углами наклона линии зубьев. Зависимости для определения скоростей качения в точках на площадке контакта при дополнительном (ДП) и заголовном (ЗП) зацеплении для вышеуказанных передач, с учетом того, что $\rho_a^* = \rho_f^*$ из-за небольшой их разницы и вследствие упругих деформаций зубьев; будут равны (м/с) для шестерни

$$V_{\Delta n1} = \omega_1 \cdot 10^{-3} \left[0,25 d_1^2 (1 + \tan^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \beta) - d_1 \rho_a^* m_n \sin \alpha \cos 2M_1 + 2 \rho_a^{*2} m_n^2 \sin \alpha \cos \alpha \cos \beta \sin 2M_1 \right]^{0.5}, \quad (4a)$$

$$V_{3n1} = \omega_1 10^{-3} [0,25 d_1^2 (1 + ctg^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \beta) + d_1 \rho_a^* m_n \sin \alpha \cos 2M_1 + d_1 \rho_a^* m_n \cos \alpha \cos \beta \sin 2M_1]^{0,5}; \quad (4a)$$

для колеса

$$V_{1n2} = \omega_1 10^{-3} [0,25 d_1^2 (1 + ctg^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 u^{-2} (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \beta) + d_1 \rho_a^* m_n u^{-1} \sin \alpha \cos 2M_2 + 2 \rho_a^{*2} m_n^2 u^{-2} \sin \alpha \cos \alpha \cos \beta \sin 2M_2]^{0,5} \quad (4б)$$

$$V_{3n2} = \omega_1 10^{-3} [0,25 d_1^2 (1 + ctg^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 u^{-2} (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \beta) - d_1 \rho_a^* m_n u^{-1} \sin \alpha \cos 2M_2 + d_1 \rho_a^* m_n u^{-1} \cos \alpha \cos \beta \sin 2M_2]^{0,5}$$

Скорости скольжения равны

$$V_c = \omega_1 10^{-3} \left\{ 0,5 d_1^2 [1 - \cos(M_1 - M_2)] + \rho_a^{*2} m_n^2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \beta) [1 - 2u^{-1} \cos(M_1 M_2) + u^{-2}] + d_1 \rho_a^* m_n \sin \alpha [(\cos^2 M_1 - \sin^2 M_2) - u^{-1} (\cos^2 M_2 - \sin^2 M_1)] - d_1 \rho_a^* m_n (1 - u^{-1}) [\sin \alpha \cos(M_1 + M_2) - \cos \alpha \cos \beta \sin(M_1 + M_2)] - d_1 \rho_a^* m_n \cos \alpha \cos \beta (\sin 2M_1 - u^{-1} \sin 2M_2) \right\}^{0,5}, \quad (5)$$

где ω_1 — угловая скорость шестерни, c^{-1} ; M_1 , M_2 — углы, определяющие размеры площадки контакта по длине зуба, соответственно, из шестерни и колеса (рис.1). Максимальные значения этих углов будут $M_1 = 2B_{\kappa} \sin \beta d_1^{-1}$, $M_2 = 2B_{\kappa} \sin \beta d_1^{-1} u^{-1}$. Положение рассматриваемой точки А, для которой производится определение скоростей качения и скольжения, определяется углом M_A , который равен $M_A = 2B_A \sin \beta d_1^{-1}$ и углом давления α_A . Положение номинальной точки контакта на рис.1 определяется углами $M_1 = M_2 = 0$ и α_k — номинальным углом давления.

Из анализа изменения скоростей качения и скольжения на площадке контакта, представленного на рис.2, следует, что отличие скоростей качения в точках на краях площадки контакта не превышает 0,01% по сравнению со скоростями качения в номинальной точке контакта, а отличие скорости скольжения в точках по высоте зуба не превышает 5...6% по сравнению со скоростью скольжения в номинальной точке контакта. На рис.2 скорости качения и скольжения выражены через их относительные величины $V_1^* = V_1/V_0$, $V_2^* = V_2/V_0$, $V_c^* = V_c/V_0$ (величина скоростей качения и скольжения в рассматриваемой точке А показана штриховой линией).

Для кинематических расчетов, исходя из анализа изменений скоростей (рис.2), можно ограничиться определением скоростей качения и скольжения для номинальной точки контакта N . Их легко получить из формул (4а), (4б), (5), подставив $M_1 = M_2 = 0$ и $\alpha = \alpha_k$. Скорости качения и скольжения для номинальной точки контакта будут равны

$$V_{\Delta n(3n)1} = \omega_1 \cdot 10^{-3} [0,25 d_1^2 (1 + ctg^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 G \pm d_1 \rho_a^* m_n \sin \alpha_k]^{0,5}, \quad (6a)$$

$$V_{\Delta n(3n)2} = \omega_1 \cdot 10^{-3} [0,25 d_1^2 (1 + ctg^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 u^2 G \pm d_1 \rho_a^* m_n u \sin \alpha_k]^{0,5}, \quad (6б)$$

$$V_c = \omega_1 \cdot 10^{-3} \rho_a^* m_n (1 + u^{-1}) G^{0,5}, \quad (7)$$

где $G = \sin^2 \alpha_k + \cos^2 \alpha_k \cos^2 \beta$; $\pm$ - здесь и далее верхний знак соответствует дополняемому зацеплению, а нижний - зацеплению. Анализ влияния основных параметров геометрии передачи на изменение скоростей качения и скольжения в номинальной точке контакта показал, что наиболее влияющим фактором на изменение скорости качения является угол наклона линии зуба - уменьшение угла от 40° до 10° приводит к увеличению скорости качения в 4 раза, а скорости скольжения почти в 1,5 раза. Увеличение коэффициента радиуса выпуклой части головки зуба от 0,7 до 1,5 вызывает увеличение скорости качения на 0,2%, а скорость скольжения увеличивается более чем в 2 раза. Увеличение нормального модуля в 2 раза вызывает увеличение скорости скольжения в 2 раза.

Путь трения скольжения является одной из основных величин, характеризующих интенсивность изнашивания. В передачах Повикова путь трения скольжения для дополненного и зацепленного зацеплений на шестерне и колесе равен (м)

$$S_{\text{тр} \Delta n(3n)1,2} = 1,21 \cdot 10^{-2} \frac{t_p n_{1,2} n_3}{\Gamma_{\Delta n(3n)1,2}} \left[\frac{T_1 \rho_a^* m_n (u+1) G}{E_E u (\alpha_2 - \alpha_1) \cos \delta \sin \delta \sin^2 \beta} \frac{K_{H1} K_{H2}}{K_{H3}} \left(1 + \frac{\cos^2 \alpha_k}{ctg^2 \beta} \right) \right]^{0,5}, \quad (8)$$

где t_p - время работы передачи, час; $n_{1,2}$ - частота вращения шестерни или колеса, мин^{-1} ; n_3 - число пар зацепления с рассматриваемым зубчатым колесом; $\Gamma_{\Delta n(3n)1,2}$ - геометрический комплекс, который равен, для шестерни

$$\Gamma_{\Delta n(3n)1} = [0,25 d_1^2 (1 + ctg^2 \beta) + \rho_a^{*2} m_n^2 G \pm d_1 \rho_a^* m_n \sin \alpha]^{0,5}$$

для колеса

$$\Gamma_{\Delta n(3n)} = [0,25d^2(1+ct_0^2p) + \rho_a^* m_n^2 u^2 G \pm d \rho_a^* m_n u^1 \sin \alpha]^{0,5}$$

Рассматриваемая зона изнашивания по высоте зуба определяется текущим углом давления α . Поэтому при расчете пути трения скольжения геометрические комплексы $\Gamma_{1,2}$ и G должны соответствовать этому значению угла α .

Третья глава посвящена исследованию основных факторов, влияющих на интенсивность изнашивания.

Основными факторами, влияющими на интенсивность изнашивания, являются нагрузка, толщина смазочной пленки, скорости качения и скольжения, реологические характеристики смазочного масла, температура в контакте и т.д. На основании ряда безразмерных комплексов, предложенных проф. Дроздовым Ю.Н. для определения интенсивности изнашивания, были выбраны наиболее информативные, определение которых по существующим методикам не представляет особых трудностей. Исходя из этого предложена формула для расчета интенсивности изнашивания шестерни и колеса передач Новикова.

$$J_{\Delta n(3n)1,2} = K_{\Delta n(3n)1,2} \left(\frac{G_n}{HB_{1,2}} \right) \left(\frac{\mathcal{X}}{h_0 + h_{гп}} \right) \left(\frac{R_r T_k}{U} \right), \quad (9)$$

где $HB_{1,2}$ - твердость материала шестерни или колеса;
 $\mathcal{X} = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ - параметр шероховатости, Ra_1, Ra_2 - среднее арифметическое отклонение профиля поверхности зуба шестерни и колеса, мкм; $h_{гп}$ - граничная толщина смазочной пленки, мкм; h_0 - минимальная толщина смазочной пленки, мкм; R_r - газовая постоянная, Дж.моль. $^{-1}K^{-1}$; T_k - температура в контакте, К; U - энергия активации разрушения, Дж.моль. $^{-1}$; $K_{\Delta n(3n)1,2}$ - расчетно-экспериментальный коэффициент для допального и запального зацеплений.

Важным фактором, определяющим интенсивность изнашивания, является толщина смазочной пленки. Для передач Новикова толщина смазочной пленки на основе зависимости, предложенной Ширококим В.В. и Дроздовым Ю.Н., равна (мкм)

$$h_0 = \frac{A_1 d_1^{0,45} \delta^{0,135} [M_1 \Pi_1 (\Gamma_1 + \Gamma_2)]^{0,73} \left(\frac{E_E^2 m_n k_{нз}}{\Gamma_1 Z_B^2 Z_1^2 Z_2^2 k_{нз} K_{нз}} \right)^{0,09} \left(\frac{u}{u+1} \right)^{0,36}}{1 + A_2 M_2^{0,66} [\Pi_2 (\Gamma_1 + \Gamma_2)]^{1,32} + A_3 (M_2 G)^{0,83} [\rho_a^* m_n (1+u^1)]^{1,66}}, \quad (10)$$

где $A_1 = 80,16$; $A_2 = 4,02 \cdot 10^{-7}$; $A_3 = 1,11 \cdot 10^{-7}$; $M_1 = \mu_n \alpha_n$, $M_2 = \mu_n \delta_n / K_n$, μ_n — динамическая вязкость масла, Па.С, α_n — коэффициент вязкости, $(^\circ\text{C})^{-1}$, K_n — коэффициент теплопроводности, Вт.м $^{-1}$. $(^\circ\text{C})^{-1}$; $\gamma = \sin^2 \alpha_k \sin^4 \beta \cos^2 \beta (\cos^2 \beta + \cos^2 \alpha_k \sin^2 \beta)$. Комплекс $\Gamma_{1,2}$ и Θ определяются при номинальном угле давления для соответствующего зацепления. Применимость зависимости Широкова В.В. и Дроздова Ю.Н., полученной для линейного контакта, подтверждается принятой расчетной схемой контактирования и экспериментальными исследованиями толщины смазочной пленки, проведенными Тривайло М.С. и Мишневым В.И.

Следует отметить, что толщина смазочной пленки в передачах Новикова в 2,5...3,5 раза больше чем в аналогичных эвольвентных. Это объясняется значительными скоростями качения.

Температура в зоне контакта определяется суммой температур поверхности зубьев и мгновенного повышения температуры в контакте. Температура поверхности зубьев определяется по известной зависимости Петрусевича А.Т., а мгновенное повышение температуры в контакте по формуле Х.Блока. Коэффициент трения, необходимый для определения температур может быть найден по зависимости Дроздова Ю.Н. или по работе Куликова Г.В. Правомерность применения формул Петрусевича А.И., Блока Х. и Дроздова Ю.Н. доказана проверкой по экспериментальным исследованиям, проведенным Шульгой Ю.И. Кроме того, зависимость Петрусевича А.И. получена для эвольвентных передач и, подсчитывая температуру поверхности зубьев по ней, получаем заведомо большее значение, вследствие того, что в передачах Новикова КПД выше чем в эвольвентных. Увеличение значения температуры поверхностей создает некоторое увеличение интенсивности изнашивания и снижение расчетной толщины смазочной пленки, тем самым создавая некоторый запас по износостойкости передач Новикова.

На рис.3 представлено влияние угла наклона зубьев на изменение толщины смазочной пленки. С увеличением β происходит уменьшение скорости качения V_1^* и увеличение контактных напряжений σ_n , которое и вызывает уменьшение толщины смазочной пленки h_o .

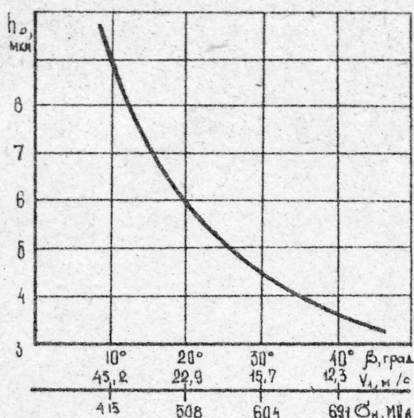


Рис.3. Влияние угла наклона β на толщину смазочной пленки h_0 :
масло МС-20, $T_m = 50^\circ\text{C}$, $T_1 = 600 \text{ Н.м}$,
 $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $m_n = 2 \text{ мм}$, $\alpha_k = 30^\circ$

колеса в масло МС-20. Геометрические параметры зубчатых передач, режимы нагружения и изменение скоростей представлены в табл. I.

Таблица I

Параметры передачи, нагрузка и скорости	I-я передача	2-я передача
Модуль нормальный m_n , мм	2	3,15
Число зубьев:		
шестерни Z_1	39	24
колеса Z_2	112	73
Угол наклона зубьев β	$19^\circ 18' 32''$	$17^\circ 17' 02''$
Ширина зубчатого венца b_w , мм	26	43
Крутящий момент T_1 , Н.м	183 (361)	183 (286)
(σ_n , МПа)	183 (361)	334 (386)
	183 (361)	607 (520)
	183 (361)	802 (598)
Частота вращения n_1 , мин ⁻¹	1450 (19,01)	1450 (20,26)
(V_{381} , м.с ⁻¹)	858 (11,25)	1450 (20,26)
	469 (6,15)	1450 (20,26)
	226 (2,97)	1450 (20,26)

Величину износа зубьев в зоне номинального угла давления определяли методом поверхностной активации (ГОСТ 23.209-79).

Были активированы на колесе с $m_n = 2$ мм – головка зуба, а на колесе с $m_n = 3,15$ мм – диаметрально противоположные головка и ножка зуба, что позволяло одновременно регистрировать их износ. Время работы передачи с $m_n = 2$ мм составило 63 часа и сделано 550 замерений, а время работы передачи с $m_n = 3,15$ мм – 42 часа и сделано по 430 измерений величины износа на головке и ножке зуба.

На основе полученных результатов величины износа была определена интенсивность изнашивания для каждого этапа нагружения и изменения скорости, которая представлена на рис.4.

Как следует из рисунка изменение интенсивности изнашивания от нагрузки и скорости имеет линейный характер. В ходе исследования было замечено, что повышение нагрузки вызывает процесс вторичной приработки, заключающейся в резком увеличении интенсивности изнашивания. При повышении скорости такого изменения интенсивности изнашивания не наблюдалось. После приработки шероховатость поверхностей зубьев устанавливалась на уровне $R_a = 0,440 \pm 0,015$ мкм.

На основании полученных значений интенсивности изнашивания был определен расчетно-эк-

спериментальный коэффициент K . Коэффициент K определялся раздельно для допущенного и запыленного зацеплений, так как условия образования смазочной пленки в обоих случаях неодинаковы.

Для запыленного зацепления расчетно-экспериментальный коэффициент K равен $K_{дп} = 2,74 \cdot 10^{-4}$, с дисперсией $D = 5,65 \cdot 10^{-8}$.

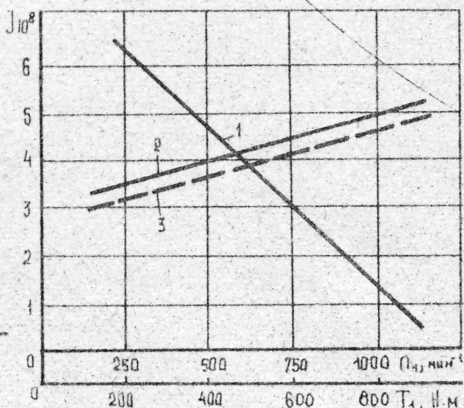


Рис.4. Интенсивность изнашивания головки — — — и ножки — — — — — зуба при различных скоростях — 1 и различных нагрузках — 2, 3

Для дополнительного зацепления коэффициент K равен $K_{\Delta n} = 5,04 \cdot 10^{-4}$, с дисперсией $D = 1,22^{-7}$. Обработка результатов производилась методом наименьших квадратов. Для проверки полученных значений коэффициента K были обработаны результаты работы Гришко В.А. Коэффициент $K_{\Delta n}^*$, полученный по результатам этой работы, был равен $K_{\Delta n}^* = 3,52 \cdot 10^{-5}$. Различие коэффициентов $K_{\Delta n}$ и $K_{\Delta n}^*$ очевидно обусловлено тем, что в рассмотренной работе износ определялся интегральным методом и было сделано допущение о равномерности износа по активной части высоты зуба, фактически же величина износа по высоте зуба неравномерна, что подтверждается исследованиями Ковалева В.П. и ряда других авторов.

С получением значения интенсивности изнашивания представляется возможным определить величину износа зубьев передач Новикова при установившемся процессе износа, которая будет равна

$$S_{12} = 7,28 \cdot 10^{-5} \frac{J_{12} \rho_{12} n_1 n_2}{\Gamma_{12}} \left[\frac{T_1 \rho_a^* m_n \Theta(u+1) K_{H1} K_{H2}}{E_1 u(\alpha_2 - \alpha_1) \cos \alpha_2 \sin \alpha_2 \sin^2 \beta K_{H2}} \left(1 + \frac{\cos^2 \alpha}{\tan^2 \beta} \right) \right]^{0,5} \quad (II)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дальнейшее расширение применения передач Новикова требует создания расчета на износ активных поверхностей зубьев. К настоящему времени нет методики расчета на износ и даже нет единого мнения об износостойкости передач Новикова. Поэтому в данной работе ставится задача экспериментального исследования изнашивания передач Новикова и создание метода их расчета на износ.

2. В работе получены зависимости для определения скоростей качения и скольжения для точек на площадке контакта передач Новикова, образованных дугой окружности в нормальном сечении. Анализ показал, что отличие скорости качения в номинальной точке контакта от скоростей качения, на краях площадки контакта и соответствующих максимальному и минимальному углам давления, не превышает 0,01%. Отличие величины скорости скольжения в номинальной точке контакта от скоростей скольжения на краях площадки контакта, не превышает 5...6%.

3. На основе полученных зависимостей было исследовано влияние основных геометрических параметров на изменение скоростей качения и скольжения в номинальной точке контакта. Получено, что в косозубых передачах скорость качения в 45...85 раз больше скорости скольжения, а в шевронных передачах скорость качения превосходит скорость скольжения в 27...35 раз. Установлено, что уменьшение угла наклона линии зубьев от 40° до 10° приводит к увеличению скорости качения в 4 раза, а скорости скольжения почти в 1,5 раза. Увеличение коэффициента радиуса выпуклой части головки зуба от 0,7 до 1,5 вызывает увеличение скорости качения на 0,2%, а скорость скольжения увеличивается более чем в 2 раза. Увеличение нормального модуля также вызывает увеличение скорости скольжения. Следовательно, наибольшее влияние на изменение скорости качения оказывает угол наклона линии зубьев, а на изменение скорости скольжения большее влияние оказывают нормальный модуль и коэффициент радиуса выпуклой части головки зуба.

4. На основе зависимости для определения толщины смазочной пленки, учитывающей тепловые процессы в контакте, было проведено исследование влияния нагрузки, кинематики и геометрии передачи на толщину смазочной пленки. При увеличении крутящего момента в два раза, толщина смазочной пленки уменьшается в 1,6 раза. Максимум толщины смазочной пленки наблюдается при скорости качения 11 м.с., а при скоростях качения 7...23 м.с. мало отличаются от максимальной толщины смазочной пленки. В области углов наклона линии зубьев 10° ... 45° толщина смазочной пленки уменьшается в 2,7 раза с увеличением угла наклона. Причем толщина смазочной пленки в косозубых передачах, при среднем значении угла наклона 15° больше в 2,5 раза толщины смазочной пленки в шевронных передачах, при среднем значении угла наклона 35° . Весьма важное значение на образовании смазочной пленки имеет температура масла в картере передачи. Так при увеличении температуры масла от 50°C до 80°C , толщина смазочной пленки уменьшается в 1,7 раза.

5. В соответствии с поставленной целью экспериментального исследования изнашивания зубьев передач Новикова был проведен анализ методов определения износа в зубчатых передачах. Для определения износа в зоне номинального угла давления передач Новикова — наиболее характерной зоне изнашивания, был принят мето-

поверхностной активации как наиболее точный, сравнительно простой и позволяющий вести контроль износа непрерывно и без разборки передачи. Данным методом было исследовано изнашивание зубчатых колес с $m_n = 2$ мм, $m_n = 3,15$ мм и было получено соответственно 550 значений величины износа на головке и по 430 значений величины износа на головке и ножке зуба.

6. На основании ряда безразмерных комплексов, предложенных проф. Дроздовым Ю.Н. и учитывающих напряженное состояние, относительную толщину смазочной пленки и температуру в зоне контактирования; синтезирована формула для расчета интенсивности изнашивания зубчатых передач. Другие факторы, не вошедшие в безразмерные комплексы, учитываются введением расчетно-экспериментального коэффициента. Численное значение этого коэффициента получено обработкой результатов экспериментального исследования изнашивания передач Новикова. Полученная формула интенсивности изнашивания была проверена по экспериментальным данным ряда авторов и показала удовлетворительную сходимость.

7. Разработан метод расчета на износ передач Новикова, смазываемых маслами, в основу которого положена полученная зависимость для интенсивности изнашивания. Применение этого метода расчета на стадии проектирования позволяет создавать передачи с высокой износостойкостью. Реализация этого требования осуществляется путем выбора оптимальной геометрии передачи, научно-обоснованного выбора смазочного масла в соответствии с температурным режимом работы передачи. Проведенная проверка полученного метода расчета по данным экспериментальных исследований других авторов показала удовлетворительную сходимость результатов. Полученный метод расчета на износ рекомендуется для оценки износостойкости зубчатых передач Новикова.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах.

1. Баддаев В.П. Определение износа в зубчатых передачах Новикова при граничном трении. - Повышение технического уровня зубчатых передач энергонасыщенных тракторов: Тез. докл. научно-техн. сов. - Харьков: УЗПН, 1982, с.182-183.

2. Чесноков В.А., Балдаев В.П., Широбоков В.В. Влияние основных факторов на толщину смазочной пленки в передачах Новикова. - Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения: Тез. докл. научно-техн. конф. - Харьков: УЗПИ, 1983, с.77-78.

3. Чесноков В.А., Балдаев В.П. Экспериментальное исследование износа в зубчатых передачах Новикова. - Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения: Тез. докл. научно-техн. конф. - Харьков: УЗПИ, 1983, с.79-80.

4. Балдаев В.П., Жаргалов Т.С., Поляковский Л.К., Чесноков В.А. Стенд для испытаний зубчатых передач с замкнутым силовым контуром. - Инф. листок / БурЦНТИ, Улан-Удэ, 1983, № 17, с.1-4.

5. Балдаев В.П., Чесноков В.А. Влияние толщины смазочной пленки на износостойкость передач Новикова. - Проектирование, изготовление, эксплуатация и диагностика узлов трения в машиностроении: Тез. докл. Всесоюз. научно-техн. конф. - М.: МЭТИ, 1983, ч.2, с.85.

6. Широбоков В.В., Балдаев В.П. Об интенсивности изнашивания зубчатых передач Новикова, работающих с жидкой смазкой. - Триботехника - машиностроению: Тез. докл. 2 Всесоюз. научно-техн. конф. - М.: НАТИ, 1983, с.130.

7. Балдаев В.П., Широбоков В.В., Чесноков В.А. Об интенсивности изнашивания зубчатых передач Новикова, работающих с жидкой смазкой. - Вестник машиностроения, 1984, № 5, с.24-27.

8. Чесноков В.А., Поляковский Л.К., Балдаев В.П. Толщина смазочной пленки в зубчатых передачах Новикова. - М., 1983, -5с. - Рукопись предс. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Деп. в НИИМАШ 23.06.83, № 198миш-Д83.

9. Чесноков В.А., Балдаев В.П., Поляковский Л.К. Износ зубчатых передач Новикова при граничном трении. - М., 1983, - 4 с. - Рукопись предс. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Деп. в НИИМАШ 23.06.83, № 199миш-Д83.

Л. К. Поляковский

