

УДК 621.833

А.Н. Петровский

К ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ М.Л. НОВИКОВА

Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексева

Задача оптимизации сформулирована как система условий существования и качества рабочего и стачных зацеплений. Численное решение получено в виде трехмерного массива безразмерных параметров и расчетных величин для возможных чисел зубьев шестерни и колеса 150×150. Оптимизированные параметры обеспечивают максимальную нагрузочную способность, регламентируемую расчетами на прочность. Приводится сравнение оптимизированных зацеплений М.Л. Новикова с оптимизированными эвольвентными зацеплениями.

Ключевые слова: зацепление Новикова, зубчатые передачи, редукторы, двухпозиционный обкат, нагрузочная способность, конкурентоспособность, прочность.

Доктор технических наук, инженер-полковник Михаил Леонтьевич Новиков за создание зубчатых передач с новым зацеплением был удостоен государственной Ленинской премии 1959 г. В списке лауреатов он занимает достойное место рядом А.П. Александровым, Н.Г. Басовым, А.М. Прохоровым, В.И. Векслером, С.П. Митрофановым, В.П. Соловьевым-Седым, А.И. Хачатуряном и другими выдающимися современниками, творчество которых стало символом отечественной науки и культуры.

В короткий период зацепление М.Л. Новикова получило распространение в редукторах грузоподъемных и технологических машин, где условия эксплуатации предусматривают длительные ресурсы при умеренных требованиях к размерам и массе. В этом случае удачное сочетание гидродинамики и приработки зацепления обеспечивает необходимую нагрузочную способность без затрат на химико-термическое упрочнение и шлифование.

Хорошая технологичность и сегодня поддерживает конкурентоспособность зацепления М.Л. Новикова, однако современные требования к нагрузочной способности передач, уровням их вибрации и шума стимулируют поиск новых возможностей улучшения.

Применение зацепления М.Л. Новикова, как правило, связано с оценкой его эффективности относительно эвольвентного зацепления. Результаты, вероятно первого, экспериментального сравнения были опубликованы М.С. Колодкиным в 1960 г. [1], но интерес к теме и острые дискуссии не угасают [2, 3].

В работах [4, 5] мы предприняли попытку аналитического сравнения зацеплений по критерию удельной нагрузочной способности. Сравнение зацеплений М.Л. Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 и эвольвентных зацеплений с оптимизированными геометрическими параметрами было выполнено на массиве наиболее применяемых чисел зубьев сопряженных колес 150×150. Оказалось, что зацепление М.Л. Новикова имеет область превосходства в передачах, лимитируемых контактной прочностью при небольшом числе зубьев шестерни (до 13 ... 16), и уступает эвольвентному зацеплению в передачах, лимитируемых прочностью зубьев на изгиб.

Согласившись с оппонентами, что сравнение будет объективнее при оптимизации каждого из зацеплений, автор поставил задачу оптимизации их геометрических параметров по единой методике. В статье [6] представлены основные положения конструктивно-технологической оптимизации геометрических параметров эвольвентного зацепления, показатели нагрузочной способности, методика и пример проектного расчета. Задача конструктивно-технологической оптимизации геометрических параметров зацепления М.Л. Новикова приводится далее в такой же последовательности.

Конструктивно-технологический подход включает совместный синтез рабочего и ста-

ночных (технологических) зацеплений на основе анализа удельных показателей нагрузочной способности [4, 5, 6], условий существования и качества. Другая технологическая особенность этого подхода – двухпозиционный обкат заготовок универсальным исходным производящим контуром (ИПК) с постоянными параметрами [7]. По этой технологии в первой позиции обката образуют боковые профили одной стороны зубьев. Необходимую толщину зубьев обеспечивают настройкой второй позиции обката за счет тангенциального или углового смещения ИПК и/или заготовки (рис. 1). Обкатом во второй позиции образуют боковые профили противоположной стороны зубьев. Позиции ИПК задают радиальным x и тангенциальным y смещениями (рис. 2). Подбором смещений исключают эффекты подрезания, заострения, интерференции и сокращения толщины зубьев. По своим результатам двухпозиционный обкат аналогичен обкату ИПК с переменной толщиной выступа. Для улучшения формы зубьев и качества поверхностей можно применить и многопозиционный обкат.

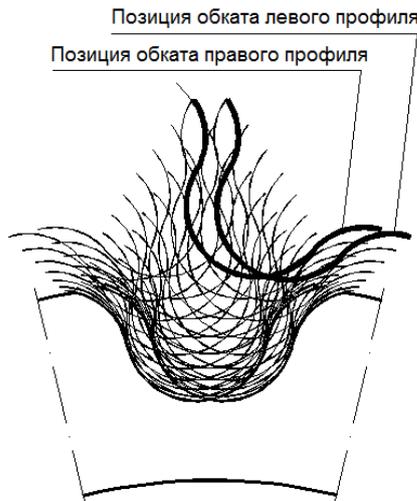


Рис. 1. Двухпозиционный обкат

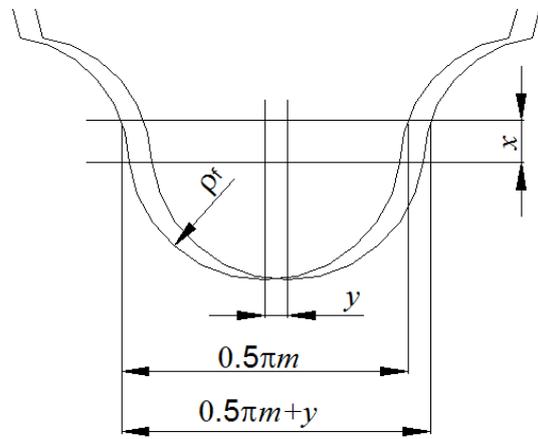


Рис. 2. Смещения ИПК

В качестве обобщенного критерия качества зацепления цилиндрических зубчатых колес принят показатель удельной нагрузочной способности [5, 6]

$$t = \frac{T_1}{V} = \frac{T_1(u+1)^2}{\pi a_w^2 b_w (u^2+1)} = \frac{T_1}{\pi r_{w1}^2 b_w (u^2+1)}, \quad (1)$$

где t – удельная нагрузочная способность, МПа; T_1 – вращающий момент на шестерне, Нм; V – сумма объемов начальных цилиндров сопряженных зубчатых колес на рабочей ширине зацепления, м³; a_w – межосевое расстояние, м; b_w – рабочая ширина зацепления, м; r_{w1} – радиус начального цилиндра шестерни, м.

Обобщенный критерий численно равен средней энергии упругой деформации, приходящейся на единицу объема начальных цилиндров, имеет размерность напряжения и применяется для построения целевых функций и ускоренного проектного анализа.

Для зацепления М.Л. Новикова главные целевые функции получены из расчетных формул В.Н. Кудрявцева [8, 9] и приводятся с обозначениями ГОСТ 21354-87:

$$t_{H1,2} = \left(\frac{\sigma_{H \lim 1,2}^2}{Z_E^2 S_{H1,2}^2 K_H} \right) \left(\frac{\Theta K_{\text{конт}} K_\varepsilon K_z \cos \alpha_w \cos^{1.5} \beta}{\pi \varepsilon_\beta z_1^{0.5} \sin^{0.5} \alpha_w} \right) \left(\frac{u^{0.5}}{\pi(u^2+1)(u+1)^{0.5}} \right) = q_{H1,2} \frac{\gamma_H}{v_H}; \quad (2)$$

$$t_{F1,2} = \left(\frac{\sigma_{F \lim 1,2}^0}{S_{F1,2} K_F} \right) \left(\frac{2 K_\varepsilon K_\rho \text{tg} \beta \cos^3 \beta}{\pi z_1 \varepsilon_\beta Y_{FS1,2}} \right) \left(\frac{1}{\pi(u^2+1)} \right) = q_{F1,2} \frac{\gamma_{F1,2}}{v_F}; \quad (3)$$

где H – индекс условий контактной прочности; F – индекс условий прочности на изгиб; 1 – индекс шестерни; 2 – индекс колеса; Θ – безразмерная эмпирическая величина; $\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу цик-

лов напряжений, МПа; σ_{Flimb}^0 – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; Z_E – показатель, учитывающий механические свойства материалов колес (МПа)^{0.5}; $K_{\text{конт}}$ – коэффициент, учитывающий форму ИПК; K_ε – коэффициент, учитывающий число мест контакта в зацеплении, K_ε – коэффициент, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения на прочность при изгибе; K_z – коэффициент, учитывающий сочетание зубьев; K_H – сводный коэффициент нагрузки для контактных напряжений; K_F – сводный коэффициент нагрузки для напряжений изгиба; S_H – сводный коэффициент безопасности по напряжениям контакта; S_F – сводный коэффициент безопасности по напряжениям изгиба; Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; z – число зубьев; u – передаточное число; α_k – угол профиля в точке контакта пары ИПК; α_w – угол зацепления; β – угол наклона зубьев на делительном цилиндре; ε_β – коэффициент осевого перекрытия.

В больших скобках главных целевых функций (2), (3) сгруппированы физические, статистические, геометрические и структурные величины. Они образуют автономные целевые функции: допускаемых напряжений q_{H12} , q_{F12} ; зацепления γ_H , $\gamma_{F1,2}$ и структуры v_H , v_F . Функции γ_H , v_H , v_F общие для шестерни и колеса. Функции зацепления и структуры безразмерные. Их отношение – функция формы – характеризует геометрические свойства зацепления. Функции допускаемых напряжений и функции структуры для условий прочности на изгиб у зацепления М.Л. Новикова и эвольвентного зацепления совпадают.

Лимитирующая нагрузочная способность зацепления определяется наименьшим из показателей (2), (3):

$$t = \text{MIN}(t_{H1,2}; t_{F1,2}) = q \frac{\gamma}{v}. \quad (4)$$

Обозначения лимитирующих функций здесь и далее применяются без индексов.

Очевидно, что каждой методике расчета на прочность соответствуют свои варианты целевых функций. Второй вариант главной целевой функции для условий контактной прочности получим из классического решения Г. Герца для максимального давления между соприкасающимися упругими телами [10]:

$$q_0 = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab}, \quad (5)$$

где P – нагрузка, Н; a , b – большая и малая полуоси эллиптической площадки контакта, м:

$$a = \lambda \sqrt[3]{\frac{3P\rho}{2\pi Z_E^2}}, \quad (6)$$

$$b = \mu \sqrt[3]{\frac{3P\rho}{2\pi Z_E^2}}, \quad (7)$$

где λ и μ – безразмерные функции радиусов кривизны в начальной точке контакта; ρ – приведенный радиус кривизны, м.

Для удобства практических расчетов из соотношений и таблиц [10] получены аппроксимирующие выражения:

$$\lambda = 1.375\theta^2 - 4.419\theta + 4.596, \quad (8)$$

$$\mu = 0.475\theta + 0.231, \quad (9)$$

$$\theta \approx \arccos\left(\frac{u-1}{u+1}\right). \quad (10)$$

Формула (10) получена из известного выражения для вспомогательного угла θ при условии совпадения профильных радиусов кривизны сопрягаемых зубьев в приработанном контакте.

В качестве расчетного используется эквивалентное напряжение σ_e в центре эллиптической площадки контакта, которое, согласно энергетической (четвертой) теории прочности

[11], является функцией отношения полуосей эллиптической площадки контакта и аппроксимировано формулой

$$\sigma_e = q_0(0.083\theta^2 - 0.285\theta + 0.441).$$

Допускаемое эквивалентное $[\sigma_e]$ напряжение первоначально точечного контакта можно представить через известные пределы контактной выносливости материала на средней линии прямоугольной площадки контакта цилиндрических тел [11, 12]

$$[\sigma_e] = \frac{0.4\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{H1,2}},$$

и перейти к условию контактной прочности по эквивалентным напряжениям

$$[\sigma_e] = \frac{0.4\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{H1,2}} \geq q_0(0.083\theta^2 - 0.285\theta + 0.441). \quad (11)$$

Из (6), (7), (11) получим формулу для допускаемого вращающего момента на шестерне:

$$T_1 = \frac{2}{3}\pi \frac{\sigma_{H\lim 1,2}^3 K_{IV}}{Z_E^4 S_{H1,2}^3 K_H} K_\varepsilon \lambda^3 \mu^3 \rho^2 r_{w1} \cos \alpha_w \cos \beta, \quad (12)$$

где K_{IV} – безразмерный коэффициент критерия (теории) прочности:

$$K_{IV} = 0.4^3 (0.083\theta^2 - 0.285\theta + 0.441)^{-1}$$

С учетом (12) и известных выражений

$$b_w = \frac{2\pi\varepsilon_\beta}{z_1 \operatorname{tg} \beta} r_{w1}, \quad (13)$$

$$\rho \approx \left(\frac{r_{w1} u}{\sin \alpha_w \sin^2 \beta (u+1)} \right) \quad (14)$$

приведем главную целевую функцию (1) к виду

$$t_{H1,2} = \left(\frac{\sigma_{H\lim 1,2}^2}{Z_E^2 S_{H1,2}^2 K_H} \right) \left(\frac{\sigma_{H\lim 1,2} K_{IV}}{Z_E S_{H1,2}} \times \frac{z_1 K_\varepsilon \cos \alpha_w}{3\varepsilon_\beta \sin^2 \alpha_w \sin^3 \beta} \right) \left(\frac{\lambda^3 \mu^3 u^2}{\pi(u^2 + 1)(u+1)^2} \right) = q_{H1,2} \frac{\gamma_H}{v_H}. \quad (15)$$

Относительные размеры полуосей a и b в долях торцового модуля следуют из соотношений (6), (7) и (12):

$$a^* = \left(\frac{\sigma_{H\lim 1,2} \sqrt[3]{K_{IV}}}{Z_E^2 S_{H1,2} \sqrt[3]{K_H}} \right) \left(\frac{z_1 \cos \alpha_k}{2 \sin \alpha_w \sin^2 \beta \cos \alpha_w} \right) \left(\frac{\lambda^2 \mu u}{(u+1)} \right), \quad (16)$$

$$b^* = \left(\frac{\sigma_{H\lim 1,2} \sqrt[3]{K_{IV}}}{Z_E^2 S_{H1,2} \sqrt[3]{K_H}} \right) \left(\frac{z_1 \cos \alpha_k}{2 \sin \alpha_w \sin^2 \beta \cos \alpha_w} \right) \left(\frac{\lambda \mu^2 u}{(u+1)} \right). \quad (17)$$

Второй вариант главной целевой функций для условий прочности на изгиб получим из расчетной формулы А.С. Яковлева [12, 13, 14]:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{2T_1}{z_{1,2} K_\varepsilon m^3} Y_{V1,2} Y_{Fa} Y_\varepsilon K_F, \quad (18)$$

где Y_{Fa} – коэффициент протяженности площадки контакта; $Y_{V1,2}$ – объемный коэффициент формы зуба.

Из (1) и (18) следует

$$t_{F1(2)} = \left(\frac{\sigma_{F\lim b1(2)}^0}{S_{F1,2} K_F} \right) \left(\frac{2K_\varepsilon \operatorname{tg} \beta \cos^3 \beta}{\pi_1 \varepsilon_\beta z_1 Y_{V1,2} Y_{Fa}} \right) \left(\frac{1}{\pi(u^2 + 1)} \right) = q_{F1,2} \frac{\gamma_{F1,2}}{v_F}. \quad (19)$$

Сходимость вариантов целевых функций будем оценивать их отношением. Для условий контактной прочности отношение целевых функций (2), (15)

$$\delta_H = \left(\frac{Z_E^2 S_{H1,2}}{\sigma_{H\lim 1,2} K_{IV}} \times \frac{3\Theta K_{\text{конт}} K_z \sin^{1.5} \alpha_w \sin^3 \beta \cos^{1.5} \beta}{\pi z_1^{1.5}} \right) \left(\frac{(u+1)^{1.5}}{\lambda^3 \mu^3 u^{1.5}} \right). \quad (20)$$

Зависимость отношения δ_H от передаточного числа u и чисел зубьев шестерни z_1 представлена на диаграмме рис. 3. Из диаграммы видно, что целевые функции имеют удовлетворительную сходимость лишь при малых числах зубьев и передаточном числе, близком к единице, а их расхождение обусловлено тем, что функция (15) учитывает рост нагрузочной способности зацепления с увеличением z_1 и u .

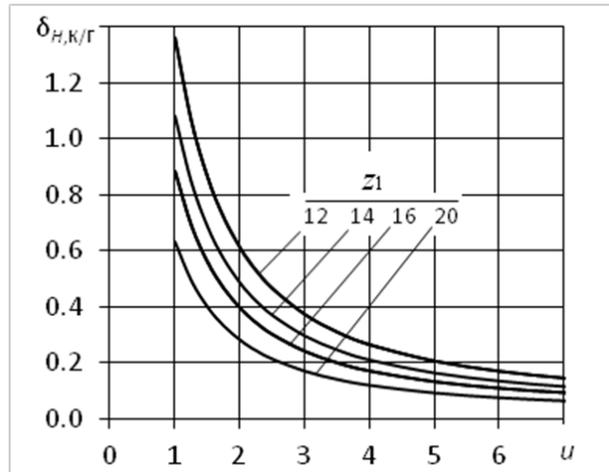


Рис. 3. Отношение целевых функций, полученных из формул В.Н. Кудрявцева и Г. Герца
($\Theta=5.05$; $\beta=20^\circ$; $\sigma_{H\lim 1,2}/S_1 = 500$ МПа)

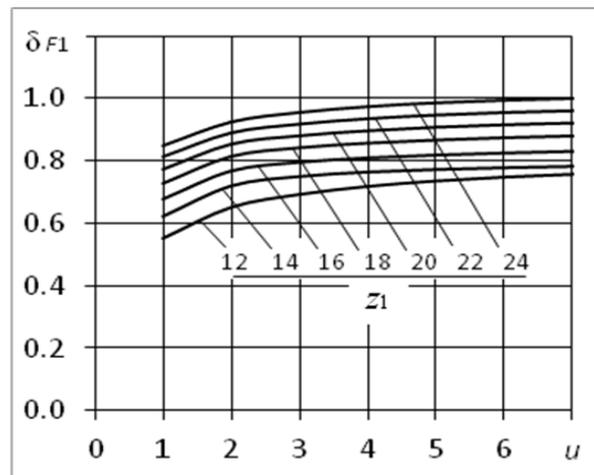


Рис. 4. Отношение целевых функций, полученных из формул В.Н. Кудрявцева и А.С. Яковлева

Отношение вариантов целевых функций (3), (20) для условий прочности на изгиб включает четыре коэффициента:

$$\delta_{F1,2} = \frac{K_\rho Y_{Fa1,2} Y_{V1,2}}{Y_{FS1,2}}. \quad (21)$$

Коэффициенты K_ρ и $Y_{FS1,2}$ определим по аппроксимирующим формулам, полученным по данным В.Н. Кудрявцева [8],

$$K_p = 1.475 \ln \left(\frac{1.475 z_1 u}{(u+1) \sin^2 \beta \cos \beta} \right) - 4.379. \quad (22)$$

$$Y_{FS1,2} = 1.75 + \frac{8}{(z_{1,2} + z_{1,2}^{0.5})}, \quad (23)$$

а коэффициенты $Y_{Fa1,2}$ и $Y_{V1,2}$ определим по формулам из монографии [12]

$$Y_{Fa1,2} = 1 - \frac{0.07 (1.19 - 3.42 z_{1,2}^{-1})(a^*)^2}{1 + 0.14 a^* + 0.07 (a^*)^2}, \quad (24)$$

$$Y_{V1,2} = 0.579 + \frac{0.524}{z_{1,2}} + \frac{3.569}{z_{1,2}^2}, \quad (25)$$

где численные величины соответствуют исходному контуру по ГОСТ 15028-76 и нулевому коэффициенту радиального смещения.

На диаграмме рис. 4 показана зависимость отношения δ_{F1} от числа зубьев шестерни и передаточного числа. Расхождение целевых функций инициирует эмпирический коэффициент K_p . Три других коэффициента образуют устойчивое соотношение для объемной и плоской моделей расчета:

$$\delta_{Ya} = \frac{Y_{Fa1,2} Y_{V1,2}}{Y_{FS1,2}} = 0.28 \dots 0.30, \quad (26)$$

$$\delta_y = \frac{Y_{V1,2}}{Y_{FS1,2}} = 0.28 \dots 0.31. \quad (27)$$

Рассчитанные по разным методикам коэффициенты формы зубьев $Y_{V1,2}$ и $Y_{FS1,2}$, отличаются практически постоянным множителем (рис. 5), а коэффициенты $Y_{Fa1,2}$ протяженности площадки контакта лишь уточняют их отношение.

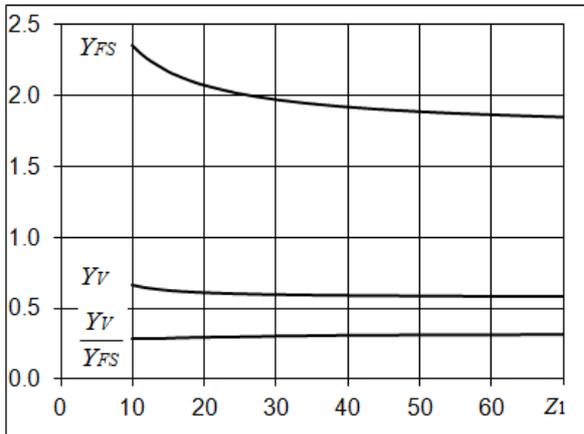


Рис. 5. Коэффициенты формы и их отношение

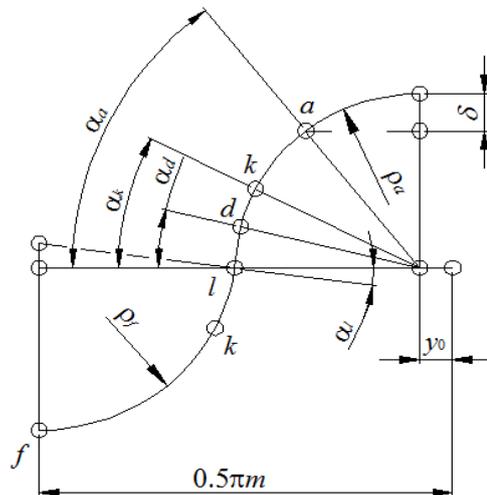


Рис. 6. Элементарный ИПК

Соотношение (26) позволяет представить целевую функцию (18) в более удобном для последующего анализа виде

$$t_{F1(2)} = \left(\frac{\sigma_{Flimb1(2)}^0}{S_{F1,2} K_F} \right) \left(\frac{2 K_\varepsilon \operatorname{tg} \beta \cos^3 \beta}{\pi_1 \varepsilon_\beta z_1 \delta_{Ya} Y_{FS1,2}} \right) \left(\frac{1}{\pi(u^2 + 1)} \right) = q_{F1,2} \frac{\gamma_{F1,2}}{v_F}. \quad (28)$$

Рассмотренные варианты целевых функций расходятся в интервале наиболее применяемых передаточных чисел, что вносит неопределенность в задачу оптимизации. Расчетные

формулы В.Н. Кудрявцева и полученные из них целевые функции содержат сводные коэффициенты \square и K_p геометрических и эмпирических величин, которые трудно анализировать без фактических экспериментальных данных. В решении Г. Герца и расчетной формуле А.С. Яковлева параметры представлены явно, поэтому функции (15) и (28) более удобны для дальнейшего анализа.

Из соотношений (1), (4) следует полезная формула для расчета функции допускаемых напряжений действующих и опытных образцов:

$$q = T_1 \left(\frac{v}{\gamma} \right) \frac{(u + 1)^2}{\pi a_w^2 b_w (u^2 + 1)}. \tag{29}$$

Мы уже отмечали [5] устойчивость этого показателя, который отражает специальные и отраслевые требования к надежности и исполнению передач. В передачах М.Л. Новикова при твердости рабочих поверхностей 290–320 НВ – $q_H = 9–12$ МПа, $q_F = 310–330$ МПа.

Для фиксированных значений функции допускаемых напряжений q и передаточного числа u предельная нагрузочная способность передач М.Л. Новикова будет достигнута при максимальных значениях функций зацепления.

$$\gamma_{H1,2} = \frac{\sigma_{H \lim 1,2} K_{IV}}{Z_E^2 S_{1,2}} \cdot \frac{z_1 K_\epsilon \cos \alpha_w}{3 \epsilon_\beta \sin^2 \alpha_w \sin^3 \beta}, \tag{30}$$

$$\gamma_{F1,2} = \left(\frac{2 K_\epsilon \operatorname{tg} \beta \cos^3 \beta}{\pi_1 \epsilon_\beta z_1 \delta_{Ya} Y_{FS1,2}} \right). \tag{31}$$

Это неявные многопараметрические функции. Массив их геометрических параметров состоит из координат узловых точек профилей сопряженных зубьев. Профиль симметричного зубца, удовлетворяющий зацеплению М.Л. Новикова с двумя линиями зацепления, может быть определен произвольным сочетанием отрезков кривых и прямых линий, однако технологические условия формообразования накладывают свои ограничения. При обкате заготовки инструментом реечного типа профиль зуба в торцовом сечении формируется как огибающая кривая множества последовательных положений ИПК, и достижение технологичности связано с его рациональной формой.

Будем рассматривать *элементарный* ИПК, сторона которого в торцовой плоскости зацепления образована парой дуг окружностей, соединенных отрезком прямой линии (рис. 6). Расширение впадины ИПК и смещение y_0 центра дуги ножки относительно оси впадины обеспечивают достаточную толщину формируемого зуба под вторую позицию обката.

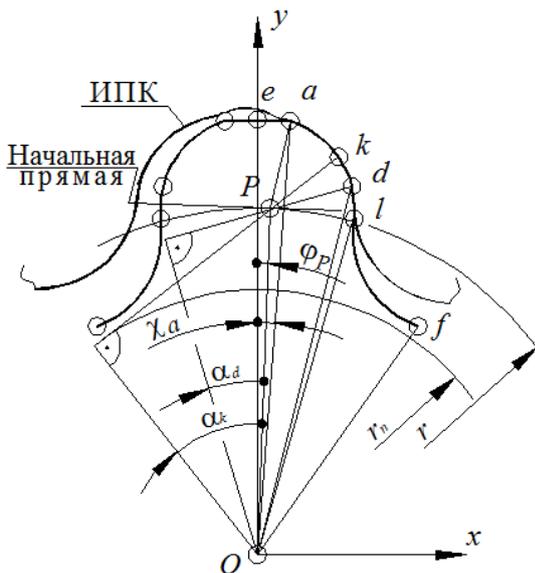


Рис. 7. Определение профиля зуба

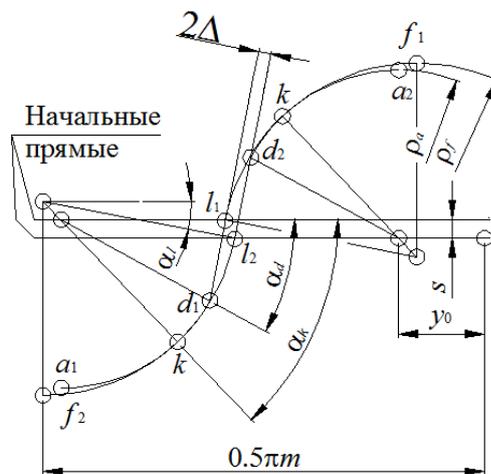


Рис. 8. Сопряжение пары элементарных ИПК

Профиль зуба, образованного элементарным ИПК, определен на торцевой плоскости четырьмя узловыми точками: a, d, l, f – и их восемь координатами (рис. 7). Расстояние r_n от оси зубчатого колеса до плоскости, проходящей через линии зацепления, будем рассматривать как аналог радиуса *основной* окружности эвольвентного зубчатого колеса. Окружность радиусом r_n в торцевой плоскости зацепления М.Л. Новикова будем называть *опорной*. Если радиус опорной окружности шестерни использовать как масштабный фактор и принять равным единице, то относительный радиус опорной окружности колеса будет равен передаточному числу u , а профиль зуба будет определен в полярной системе координат относительными безразмерными параметрами: $r_a, r_d, r_l, r_f, \chi_a, \chi_d, \chi_l, \chi_f$, каждый из которых есть функция чисел зубьев $z_{1,2}$ и параметров ИПК.

Относительные величины B , представленные в долях радиуса опорной окружности, и их модульные коэффициенты B^* связаны соотношением

$$B = \frac{2}{z_1 \cos \alpha_k} B^* . \tag{32}$$

Шестнадцать координат узловых точек профилей и пять независимых переменных ($z_{1,2}, \alpha_w, \beta, \varepsilon_\beta$) определяют геометрию зацепления, целевые функции зацепления (30) и (31) и коэффициенты формы зубьев $Y_{Fa1,2}$. Координаты узловых точек профиля, коэффициенты формы и независимые переменные связаны конструктивно-технологическими условиями существования и качества зацепления. Если условия сформулировать в виде системы совместных уравнений, число которых равно числу оптимизируемых переменных, то задача оптимизации может иметь единственное решение.

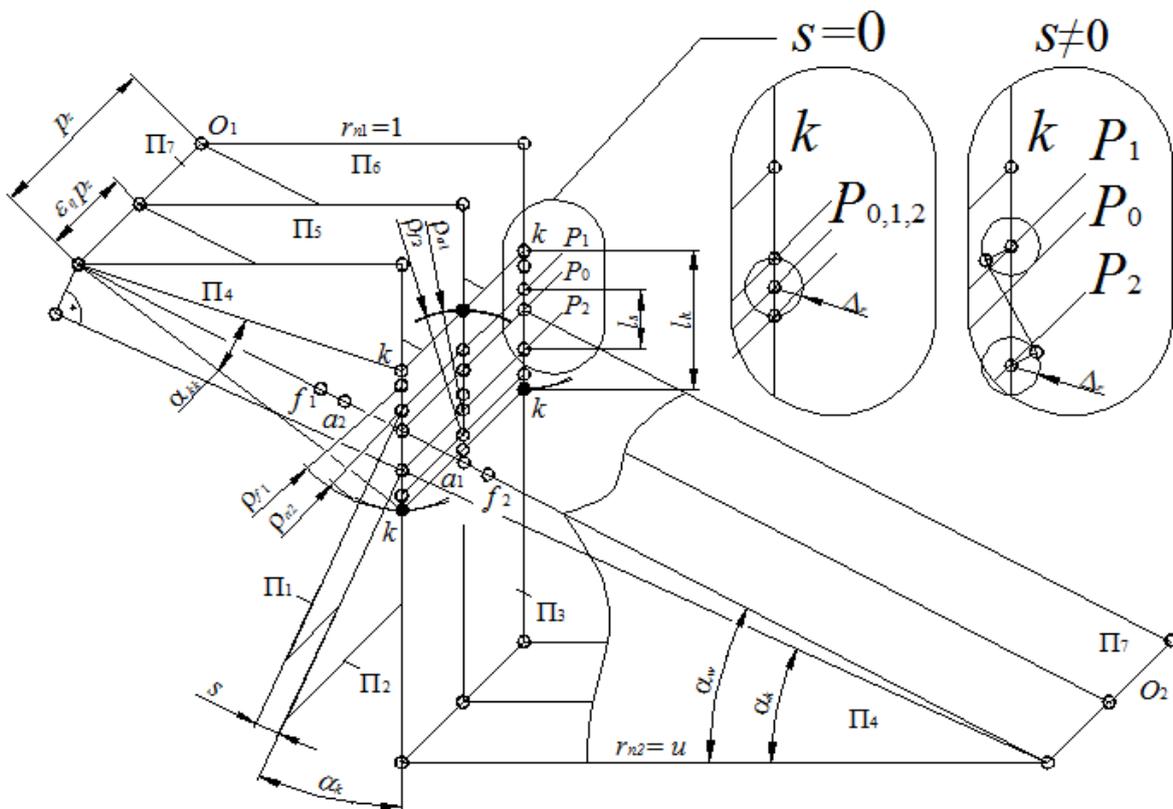


Рис. 9. Схема зацепления М.Л. Новикова:

$O_{1,2}$ – оси зубчатых колес; $\Pi_{1,2}$ – начальные плоскости производящих реек; Π_3 – плоскость линий зацепления; $\Pi_{4,5,6}$ – передняя, средняя и задняя торцовые плоскости; Π_7 – плоскость осей зубчатых колес; k – точки контакта на линиях зацепления; $P_{0,1,2}$ – полусные линии рабочего и станочных зацеплений; l_k – расстояние между линиями зацепления

1. Условие сопряжения профилей – основная теорема зацепления Виллиса.

Профили, передающие вращение между параллельными осями с заданным отношением угловых скоростей, в точках касания имеют общую нормаль, которая проходит через полюс зацепления [15]. Следовательно, для реализации постоянного передаточного числа в зацеплении М.Л. Новикова с двумя линиями зацепления общие нормали к точкам касания должны лежать в плоскости, проходящей через линии зацепления. В этом случае проекции общих нормалей станочных и рабочих зацеплений на торцовую плоскость будут лежать на одной прямой.

Из схемы сопряжения пары элементарных ИПК (рис. 8) и схемы зацепления (рис. 9) получим соотношение для угла зацепления

$$\alpha_w = \alpha_k + \arctg\left(\frac{s^* \operatorname{ctg}\alpha_k}{0.5(z_1 + z_2) + s^*}\right), \quad (33)$$

где s^* – коэффициент расстояния между начальными прямыми пары сопряженных ИПК и делительными цилиндрами зубчатых колес:

- в рабочем зацеплении

$$s^* = \rho_f^* \sin \alpha_l - (\rho_f^* - \rho_a^*) \sin \alpha_k; \quad (34)$$

- для межосевого расстояния

$$a_w^* = \frac{0.5(z_1 + z_2) + s^*}{\cos(\alpha_w - \alpha_k)}; \quad (35)$$

- для расстояния между линиями зацепления

$$l_k^* = 2\rho_a^* - \frac{s^*}{\sin \alpha_k}. \quad (36)$$

При $s^* = 0$ начальные цилиндры станочного и рабочего зацеплений совпадают, центры кривизны головок зубьев шестерни и колеса находятся на полюсной линии, а расстояние между линиями зацепления равно $2\rho_a$. При $s^* \neq 0$ начальные цилиндры станочного и рабочего зацеплений не совпадают. При $s^* > 0$ начальные цилиндры станочного зацепления находятся по разные стороны от полюсной линии, а при $s^* < 0$ пересекаются.

2. Условие плавности.

Погрешности изготовления и сборки передачи приводят к отклонению общих нормалей сопрягаемых поверхностей и полюса от номинального положения. При вращении колес положение нормалей, полюса и отношение угловых скоростей изменяются, что вызывает вибрацию и шум передачи.

В зацеплениях с $s^* = 0$ действительное положение полюсов определяется случайным смещением центров кривизны профилей от номинального положения, поэтому угол зацепления принимает случайное значение.

В зацеплениях с $s^* \neq 0$ расстояние l_s между центрами кривизны головок действует как направляющая база и снижает влияние технологических погрешностей на положение полюса и величину угла зацепления. Если отклонение центров кривизны ограничено радиальным допуском Δ_r , то погрешность угла зацепления составит

$$\Delta_\alpha \approx \frac{2\Delta_r^*}{l_s^*}. \quad (37)$$

Если отклонение угла зацепления задано, то для коэффициента s^* получим условие

$$s^* \geq \frac{2\Delta_r^*}{\Delta_\alpha} \sin \alpha_k. \quad (38)$$

Для элементарного ИПК при ограничениях $2\Delta_r = 0.05m$, $\Delta_\alpha = 2^\circ$ получено $s^* \geq 0.0716$.

Шум и вибрация в зацеплениях с $s^* \neq 0$ могут быть меньше, чем в зацеплениях с $s = 0$, так как влияние технологических отклонений снижено удалением центров кривизны сопрягаемых поверхностей от полюсной линии. Большинство известных зацеплений М.Л. Новикова выполнены с $s^* = 0$, что отрицательно сказывается на потребительских свойствах изделий. Благоприятными виброакустическими характеристиками отличаются зацепления, образованные посредством исходного контура ИПК ЮТЗ-65 [12], в которых $s^* \approx -0,13$.

3. Условие собираемости пары ИПК.

В элементарном ИПК (см. рис. 8) коэффициенты толщины зуба и ширины впадины по начальной прямой отличаются на величину

$$\delta_s^* = \pi - 4\rho_f^* \cos \alpha_1, \quad (39)$$

поэтому сопряжение пары элементарных ИПК можно представить только как одностороннее. После обката заготовок в первой позиции ширина впадин по начальной окружности станочного зацепления меньше толщины выступов на величину $\delta_s^* m$. Чтобы собрать зацепление после обката во второй позиции необходимо, чтобы сумма коэффициентов тангенциальных смещений шестерни и колеса удовлетворяла условию

$$\delta_s^* = y_1^* + y_2^*. \quad (40)$$

(Продолжение следует.)

Библиографический список

1. **Колодкин, М.С.** Сравнительные экспериментальные исследования нагрузочной способности зацеплений эвольвентного и М.Л. Новикова // Труды Ленинградской краснознаменной военно-воздушной инженерной академии им. А.Ф. Можайского. 1960. Вып. 313. С. 9–23.
2. **Короткин, В.И.** Сравнение зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач // Вестник машиностроения. 2009. №1. С. 3–8.
3. **Парубец, В.И.** Дискуссия о зацеплении Новикова и ее итоги. Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники // Труды междунар. науч. - техн. конф. 27-28 апреля 2010 г. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т. С. 15–20.
4. **Андриенко, Л. А.** Критерий удельной нагрузочной способности механических передач / Л. А. Андриенко, А.Н. Петровский // Изв. вузов. Машиностроение. 2008. № 7. С. 22–32.
5. **Попов, П.К.** Обобщенная оценка совершенства механических передач / Попов П.К., Л.А. Андриенко, А.Н. Петровский // Инженерный журнал. 2009. № 7. С 20–31; №8. С 6–12.
6. **Петровский, А.Н.** Конструктивно-технологическая оптимизация геометрических параметров эвольвентного зацепления // Вестник машиностроения. 2012. № 3. С 41–49.
7. Пат. 2412026 РФ, МКП В23F5/14, В23F5/14. Способ образования зубчатых передач двухпозиционным обкатом / А.Н. Петровский // Изобретения. Полезные модели. Официальный бюллетень федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. 2011. №5.
8. **Кудрявцев, В.Н.** Детали машин: учебник для студ. машиностроит. спец. вузов / В.Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
9. **Кудрявцев, В.Н.** Конструкции и расчет зубчатых редукторов: справочное пособие / В.Н.Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.
10. **Тимошенко, С.П.** Теория упругости: [пер. с англ.] / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер; под ред. Г.С. Шапиро. – 2-е изд. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
11. Прочность, устойчивость, колебания: справочник. В 3 т.; под ред. И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. Т. 2. – 463 с.
12. **Короткин, В.И.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие / В.И. Короткин, Н.П. Онишков, Ю.Д. Харитонов. – М.: Машиностроение -1, 2007. – 384 с.
13. **Яковлев, А.С.** Определение напряжений изгиба в зубьях цилиндрических передач Новикова // Вестник машиностроения. 1984. № 6. С. 18 – 20.

14. Передачи зубчатые Новикова с твердостью рабочих поверхностей зубьев ≥ 35 HRC и более. Расчет на прочность: метод. рекоменд. МР – 221 – 86. – М.: ВНИИТМАШ, 1987. – 86 с.
15. Литвин, Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

Дата поступления
в редакцию 04.12.2013

A.N. Petrovsky

NOVIKOV GEARING PARAMETERS OPTIMIZATION PROBLEM

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

Purpose: The article deals with the improvement in quality, technological effectiveness and competitive strength of Novikov gearing through gear parameters optimization.

Design/methodology/approach: The optimization criterion used in the work is the specific load carrying capacity of gear. This parameter is defined as the ratio of gear torque rating to the sum of volumes of pitch cylinders of gear and wheel, is expressed in units of stress and is used to plot target functions. The parameter is numerically equal to the mean elastic strain energy per unit of pitch cylinder volume.

The optimization problem is cast as the system of equations of existence and quality of working and work-tool gears using the two-position gear generation process.

Findings: The numerical solution is obtained for the two-dimensional array of potential numbers of teeth in gear z_1 and wheel z_2 . Optimized parameters provide for the limit load carrying capacity regulated by the known strength calculation methods.

Research limitations/implications: The article shows that design load carrying capacity of the optimized Novikov gearing t_{Nov} is higher than that of the optimized involute gearing t_{inv} , ref. Fig. 1. Teeth in the optimized Novikov gearing are subject to significantly lower bending stress than the optimized involute gearing teeth. Tooth profiles and geometry factors are presented in the diagram, ref. Fig. 2. X- and Y-dimensions of profiles are expressed in fractions of the main gear circumference, Y_{FS1Nov} is the Novikov gearing tooth geometry factor; Y_{FS1inv} is the involute gearing tooth geometry factor.

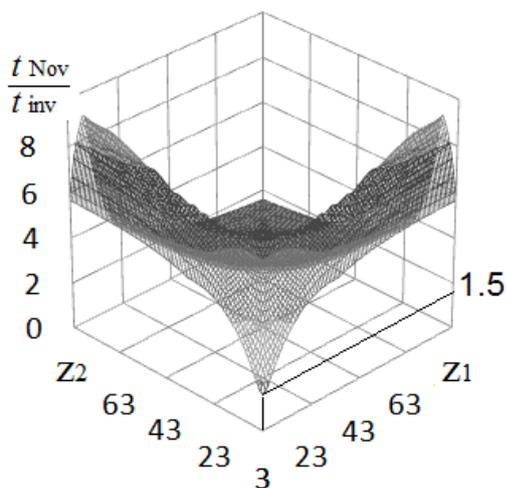


Fig. 1. Specific load carrying capacity ratio

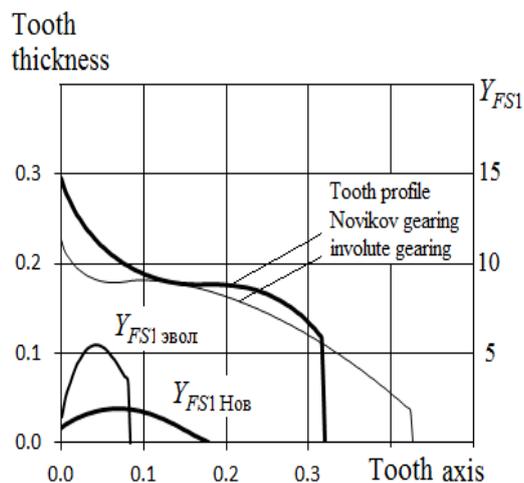


Fig. 2. Tooth profiles and geometry factor curves for $z_1=10$, $z_2=36$

Originality/value: Solving the optimization problem makes it easier to design competitive transmissions using the Novikov gearing and creates opportunities for their typification and standardization.

Key words: Novikov gearing, geared transmission, gearbox, two-position gear generation process, optimization, load carrying capacity, geometry factor, reliability, quality, noise, vibration.