

МАШИНОСТРОЕНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ

УДК 621.833

А.Н. Петровский

К ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ М.Л. НОВИКОВА (Продолжение. Начало см. в № 5 за 2013 г.)

Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексева

Задача оптимизации сформулирована как система условий существования и качества рабочего и станочных 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.

4. Условие равной нагрузочной способности на изгиб сопрягаемых зубьев.

Условие определяет равенство целевых функций (28) шестерни и колеса:

$$\left(\frac{\sigma_{F \lim b1}^0}{S_{F1} Y_{FS2}} \right) = \left(\frac{\sigma_{F \lim b2}^0}{S_{F2} Y_{FS1}} \right). \quad (41)$$

В качестве первого приближения для решения уравнения (41) используется условие равной толщины сопрягаемых зубьев по хордам граничных окружностей:

$$r_{l1} \sin(\chi_{l1}) = r_{l2} \sin(\chi_{l2}). \quad (42)$$

В нашем случае граничные окружности совпадают с начальными окружностями станочного зацепления, поэтому для точек $l_{1,2}$ равенство (42) и соотношения

$$r_{l1} = \frac{1}{\cos \alpha_k}, \quad (43)$$

$$r_{l2} = \frac{z_2}{z_1 \cos \alpha_k}, \quad (44)$$

$$\chi_{l,2} = \frac{\pi - 2\rho_f^* \cos \alpha_l - y_{1,2}^*}{z_{1,2}}, \quad (45)$$

сводятся к уравнению для определения коэффициентов тангенциальных смещений $y_{1,2}$:

$$z_1 \sin \left(\frac{\pi - 2\rho_f^* \cos \alpha_l - y_1^*}{z_1} \right) = z_2 \sin \left(\frac{\pi - 2\rho_f^* \cos \alpha_l - y_2^*}{z_2} \right), \quad (46)$$

которое решается с учетом (39), (40).

Более точные решения получают методами теории упругости, варьируя отношением толщин зубьев, шестерни и колеса за счет перераспределения коэффициента δ_s^* между $y_{1,2}^*$.

Для пары одинаковых колес ($z_1 = z_2$), выполненных из одного материала по общей технологии, (46) сводится к равенствам: $y_1^* = y_2^* = 0.5 \delta_s^*$.

5. Условие гарантированных радиальных зазоров в рабочем зацеплении.

Из геометрии станочного зацепления и сопряжения пары ИПК (см. рис. 7 и рис. 8), получим координаты нижних точек профиля $f_{1,2}$:

$$r_{f1,2} = \frac{z_{1,2} - 2\rho_f^*(1 - \sin \alpha_l)}{z_1 \cos \alpha_k}, \quad (47)$$

$$\chi_{f1,2} = \frac{\pi}{z_{1,2}} - \Phi_{P1,2}, \quad (48)$$

$$\Phi_{P1,2} = \frac{(2y_0^* - y_{2,1}^*)}{z_{1,2}}, \quad (49)$$

$$y_0^* = 0.5\pi - \rho_f^* \cos \alpha_l - \rho_a^* (\cos \alpha_d + \sin \alpha_d \operatorname{tg} \alpha_l). \quad (50)$$

Радиусы окружностей выступов для заданного коэффициента радиального зазора $-\delta^*$ в зацеплении можно представить в виде

$$r_{a1,2} = \left(\frac{z_2}{z_1} + 1 \right) \frac{1}{\cos \alpha_w} - r_{f2,1} - \frac{2\delta^*}{z_1 \cos \alpha_k}, \quad (51)$$

В элементарном ИПК центр дуги ножки расположен на начальной прямой, поэтому дуга ножки копируется в головке формируемого зуба, а точка a профиля фиксируется пересечением окружности выступов и дуги головки. Угловой параметр точки a получим из треугольника OPa на рис. 7:

$$\chi_{a1} = \arccos \left(\frac{1}{2r_{a1} \cos \alpha_k} \left(r_{a1}^2 \cos^2 \alpha_k - \frac{4\rho_a^{*2} - z_1^2}{z_1^2} \right) \right) + \Phi_{P1}, \quad (52)$$

$$\chi_{a2} = \arccos \left(\frac{z_1}{2z_2 r_{a2} \cos \alpha_k} \left(r_{a2}^2 \cos^2 \alpha_k - \frac{4\rho_a^{*2} - z_2^2}{z_1^2} \right) \right) + \Phi_{P2}. \quad (53)$$

6. Условие минимального зазора между переходными поверхностями.

Зазор между переходными поверхностями сопрягаемых зубьев должен предотвратить их контакт на всех режимах эксплуатации и компенсировать технологические отклонения размеров. Минимальная величина зазора может быть определена из условия образования гидродинамического масляного слоя между переходными поверхностями.

Для оценки возможной величины зазора, воспользуемся приближенным решением С.М. Тарга для проката вязкой жидкости между двумя цилиндрами [16]. Схема к определению функции давления показана на рис. 10.

Силы давления направлены в противоположные стороны от средней плоскости слоя, а сама функция давления симметрична относительно оси абсцисс и выведена для половины толщины Δ гидродинамического слоя вязкой жидкости. С учетом принятого масштабного фактора функция принимает вид

$$p = \frac{3\eta\omega}{\operatorname{tg}\psi} \left[(1 + \Delta) \left(\frac{1}{f(\psi)} - \frac{1}{\Delta} \right) - \ln \left(\frac{\Delta}{f(\psi)} \right) - \left(\frac{1}{f^2(\psi)} - \frac{1}{\Delta^2} \right) \left(1 + \Delta + \frac{\Delta}{1-k} \ln k \right) \frac{\Delta}{1+k} \right]; \quad (54)$$

$$f(\psi) = 1 - \cos \psi + \Delta, \quad (55)$$

где p – давление в гидродинамическом слое, МПа; ψ – угол отклонения текущего сечения от плоскости, проходящей через оси зубчатых колес; η – динамическая вязкость, Па·с; ω – частота вращения шестерни; k – уровень сжатого слоя, определяемый отношением величины зазора к толщине слоя на входе в зацепление, $f(\psi)$ – безразмерная вспомогательная функция; Δ – половина величины относительного зазора.

Функция давления в виде (54) характеризует удельную нагрузочную способность гидродинамического слоя, имеет размерность напряжения и дополняет рассмотренную выше

группу критериев. Она содержит безразмерную функцию геометрических параметров – функцию формы гидродинамического слоя и функцию напряжений в виде произведения динамической вязкости и частоты вращения. По сути, это удельная нагрузочной способности гидродинамического слоя, однако ее учет в расчетах нагрузочной способности зацепления требует данных о распределения вдоль линий зацепления, которыми мы не располагаем.

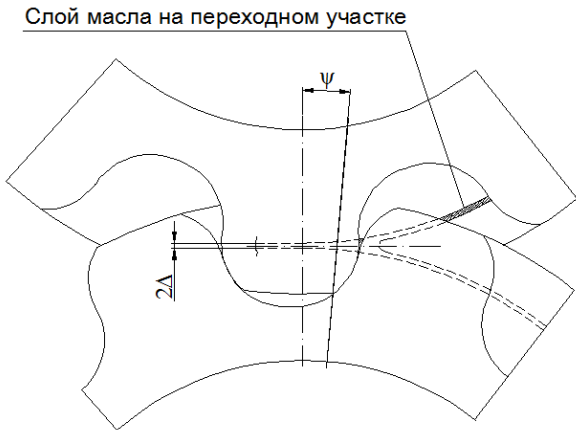


Рис. 10. Схема к определению функции давления

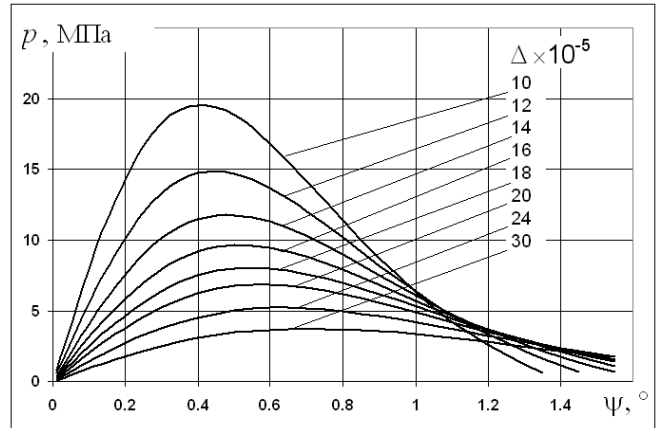


Рис. 11. Давление в гидродинамическом слое ($\eta = 0.5 \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$, $k = 0,25$)

На диаграмме (рис. 11) показаны графики функции давления для различных значений относительного зазора. Численные эксперименты показали необходимость ограничения максимального уровня сжатого слоя $k_{\max} < 0.3$ и минимального относительного зазора $\Delta_{\min} > 12 \times 10^{-5}$. Отступление от этих ограничений приводит к отрицательным значениям функции давления и указывает на возможную неустойчивость гидродинамического слоя.

7. Условие собираемости зацепления с зазором между переходными участками.

На начальных окружностях зацепления сумма толщин сопрягаемых зубьев между контактирующими профилями должна равняться их шагу. В зацеплении М.Л. Новикова, образованном посредством элементарного ИПК, начальные окружности пересекают переходные поверхности эвольвентного профиля, что позволяет применить уравнение собираемости эвольвентного зацепления [17]:

$$\left(\frac{z_2}{z_1} + 1 \right) \text{inv} \alpha_{we} = \text{inv} \vartheta_1 + \frac{z_2}{z_1} \text{inv} \vartheta_2 - \frac{\pi}{z_1}, \quad (56)$$

где α_{we} – угол зацепления переходных эвольвент в зацеплении без зазора.

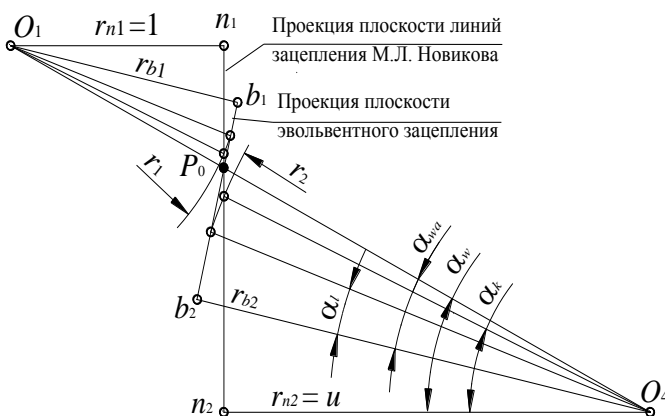


Рис. 12. Схема зацепления переходных эвольвентных участков

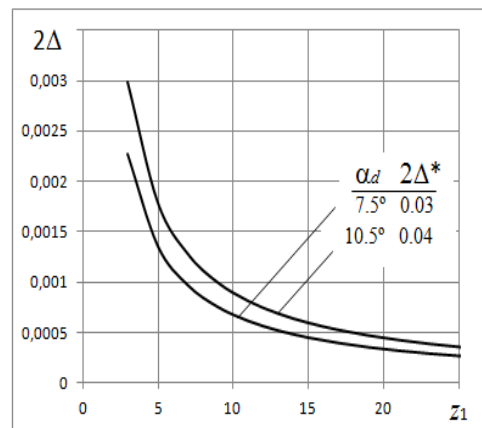


Рис. 13. Зависимость относительного зазора от z_1 и $2\Delta^*$

Из геометрических соотношений рис. 12 для зацепления, собранного в межосевом расстоянии a_w , угол зацепления переходных эвольвент равен

$$\alpha_{wa} = \arccos \frac{\cos \alpha_l \cos \alpha_w}{\cos \alpha_k}. \quad (57)$$

Относительный нормальный зазор определяется выражением

$$2\Delta_e = \left(\frac{z_2}{z_1} + 1 \right) \left(\operatorname{tg} \alpha_{wa} - \operatorname{tg} \alpha_{we} \right) \frac{\cos \alpha_l}{\cos \alpha_k}; \quad (59)$$

откуда с учетом (32) следует коэффициент нормального зазора:

$$2\Delta_e^* = 0.5(z_1 + z_2) \left(\operatorname{tg} \alpha_{wa} - \operatorname{tg} \alpha_{we} \right) \cos \alpha_l. \quad (58)$$

Зазор $2\Delta_e$ между переходными поверхностями в рабочем зацеплении должен удовлетворять условию

$$2\Delta_e \geq 2\Delta_{\min}, \quad (60)$$

причем, проверяя неравенство (60), следует учитывать технологические погрешности изготовления зубчатых колес и шероховатость поверхности зубьев.

8. Условие двухточечного контакта и зазора в зацеплении пары ИПК.

Сопряженное зацепление с точечным контактом получают при условии линейного контакта пары производящих поверхностей и точечного контакта, соответствующих им ИПК [15]. Следовательно пара элементарных ИПК, удовлетворяющая зацеплению М.Л. Новикова с двумя линиями зацепления, должна иметь двухточечный контакт и зазор 2Δ (см. рис. 8). Из геометрии сопряжения следует выражение для углового параметра точки d в ИПК:

$$\alpha_d = \alpha_l + \arccos \frac{\rho_f^* - (\rho_f^* - \rho_a^*) \cos(\alpha_k - \alpha_l) - 2\Delta^*}{\rho_a^*}. \quad (61)$$

Если в точке d переходный отрезок и дуга головки имеют общую нормаль, то есть контур гладкий, а углы $\alpha_d = \alpha_l$, коэффициент зазора принимает минимальное значение:

$$2\Delta^* = (\rho_f^* - \rho_a^*)(1 - \cos(\alpha_k - \alpha_l)). \quad (62)$$

В элементарном ИПК при $\alpha_k = 27.5^\circ$; $\alpha_l = \alpha_d = 7.5^\circ$; $\rho_f^* = 0.75$; $\rho_a^* = 0.70$ минимальное значение коэффициента зазора $2\Delta^* = 0.003$.

Зависимость относительного зазора от его модульного коэффициента и числа зубьев шестерни показана на графике рис. 13, из которого следует, что значение относительного зазора убывает с ростом числа зубьев и возрастает с ростом α_d . Для исключения смещения контакта на переходные поверхности профилей для ИПК принято $\alpha_d = 10^\circ$.

9. Условие размещения площадки контакта.

С уменьшением числа зубьев дуга ad головки становится короче за счет подреза переходным участком ИПК, однако она должна оставаться достаточной для размещения площадки контакта. Из геометрических связей (см. рис. 7) следует, что для размещения малой полуоси эллиптической площадки контакта необходимо выполнить условие:

$$\alpha_k - \alpha_{d1,2} \geq \frac{b^*}{\rho_a^*}, \quad (63)$$

$$\alpha_{a1,2} - \alpha_k \geq \frac{b^*}{\rho_a^*}. \quad (64)$$

Координаты точек $d_{1,2}$ определяются как точки пересечения окружностей, содержащих дугу головки, с переходными эвольвентами. Уравнения окружности в полярных координатах для точек $d_{1,2}$:

$$r_{d1}^2 - 2r_{d1} \frac{\cos(\chi_{d1} - \varphi_{p1})}{\cos \alpha_k} + \frac{1}{\cos^2 \alpha_k} = \left(\rho_a^* \frac{2}{z_1 \cos \alpha_k} \right)^2; \quad (65)$$

$$r_{d2}^2 - 2r_{d2} \frac{z_2 \cos(\chi_{d2} - \varphi_{P2})}{z_1 \cos \alpha_k} + \frac{z_2^2}{z_1^2 \cos^2 \alpha_k} = \left(\rho_a^* \frac{2}{z_1 \cos \alpha_k} \right)^2. \quad (66)$$

$$\chi_{d1,2} = \text{inv} \vartheta_{1,2} - \text{inv} \alpha_{d1,2}. \quad (67)$$

$\vartheta_{1,2}$ – углы эвольвентных профилей в верхней предельной точке:

$$\text{inv} \vartheta_{1,2} = \text{inv} \alpha_l + \frac{\pi - 2\rho_f^* \cos \alpha_l - y_{1,2}^*}{z_{1,2}}. \quad (68)$$

Так как точка d принадлежит окружности и переходной эвольвенте:

$$r_{d1} = \frac{\cos \alpha_l}{\cos \alpha_k \cos \alpha_{d1}}; \quad (69)$$

$$r_{d2} = \frac{z_2 \cos \alpha_l}{z_1 \cos \alpha_k \cos \alpha_{d2}}, \quad (70)$$

уравнения (65)–(70) сводятся к уравнению

$$\frac{\cos^2 \alpha_l}{\cos^2 \alpha_{d1,2}} - 2 \frac{\cos \alpha_l \cos(\text{inv} \vartheta_{1,2} - \text{inv} \alpha_{d1,2} - \varphi_{P1,2})}{\cos \alpha_{d1,2}} + 1 = \left(\rho_a^* \frac{2}{z_{1,2}} \right)^2, \quad (71)$$

которое решается методами итерации относительно $\alpha_{d1,2}$.

10. *Условие равной нагрузочной способности зацепления по контактной прочности и прочности на изгиб.*

Условие следует из равенства функций (15), (28):

$$\sin^4 \beta \cos^2 \beta = \frac{\sigma_{H \text{ lim } 1,2}^3 K_{IV}^3 S_{F1,2} K_F}{\sigma_{F \text{ lim } b1,2}^0 Z_E^4 S_{H1,2}^3 K_H} \times \frac{\pi z_1^2 \cos \alpha_w}{6 \sin^2 \alpha_w} \times \frac{\lambda^3 \mu^3 u^2}{(u+1)^2} \delta_{Ya} Y_{FS1,2} \quad (72)$$

и показывает возможность перераспределения напряжений контакта и изгиба за счет изменения угла наклона зубьев.

11. *Условие максимальной прочности зубьев на изгиб.*

Функция (28) имеет максимум при $\beta = 35.3^\circ$. Однако разница значений функции для углов наклона 35.3° и 30° не превышает 3% и назначать высокие значения β нецелесообразно ввиду роста осевой нагрузки на опоры.

12. *Условие выбора коэффициента перекрытия и числа точек контакта.*

Целевые функции (15), (28) содержат отношение минимального числа точек контакта K_ε к коэффициенту ε_β осевого перекрытия. Как следует из трудов [8–10], отношение принимает максимальное значение и равно 2 при натуральных значениях коэффициента перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = 1, 2, 3 \dots \quad (73)$$

В этом случае линии зацепления имеют равное число точек контакта, и плавность работы зацепления улучшается. В общем случае число точек контакта зависит от перекрытия осевых шагов разных линий зацепления. Отношение большего участка перекрытия к шагу называют *коэффициентом фазового перекрытия*. Он имеет одинаковое значение для осевых и торцовых шагов, и определяется как функция параметров ИПК с учетом (36) (см. рис. 8).

$$\varepsilon_q = 1 - \frac{l_k \cos \alpha_k}{\pi} = 1 - \frac{\rho_f^* (\sin \alpha_k - \sin \alpha_l) + \rho_a^* \sin \alpha_k}{\pi t g \alpha_k}. \quad (74)$$

Отношение $K_\varepsilon/\varepsilon_\beta$ принимает значение несколько меньше 2, когда коэффициент осевого перекрытия равен сумме натурального числа и коэффициента фазового перекрытия, но в этом случае линии зацепления имеют разное число точек контакта и плавность работы зацепления может ухудшиться. При других значениях коэффициента перекрытия отношение K_ε и ε_β существенно уменьшается. Для элементарного ИПК $\varepsilon_q \approx 0,8$.

Рассмотренные условия содержат необходимую систему совместных соотношений для определения геометрических параметров при заданных числах зубьев $z_{1,2}$: α_w – из соотношений (33) с учетом (34), (38); $r_{l1,2}$, $\chi_{l1,2}$, – из (43), (44), (45) с учетом (39), (40), (46); $r_{d1,2}$, $\chi_{d1,2}$ – из (47), (48) с учетом (49), (50); $r_{a1,2}$, $\chi_{a1,2}$ – из (51), (52), (53); $r_{d1,2}$, $\chi_{d1,2}$ – из (69), (70), (71) с учетом (39), (40), (46); β – с учетом соотношения (72), но не более 35.3° ; ε_β – из ряда натуральных чисел (73).

Совпадение числа переменных с числом связывающих их условий указывает на возможность единственного решения. Отсюда следует важное следствие:

Синтез оптимизированных зацеплений М.Л. Новикова, расчет их геометрии, показателей качества и нагрузочной способности может быть выполнен для двухмерного массива натуральных независимых переменных $z_{1,2}$.

Численное решение задачи оптимизации получено в виде трехмерного массива $\{z_1, z_2, N\}$, каждый элемент которого определен целочисленными координатами, где N – номер расчетной величины, расположенной в N -м уровне над двумерным массивом натуральных чисел $z_1 \times z_2$. Такая структура решения позволяет представить каждую расчетную величину в виде условной поверхности, заданной натуральными координатами z_1 и z_2 . На рис. 14 и рис. 15 в виде условных поверхностей представлены главные целевые функции удельной нагрузочной способности t_H и t_{F1} .

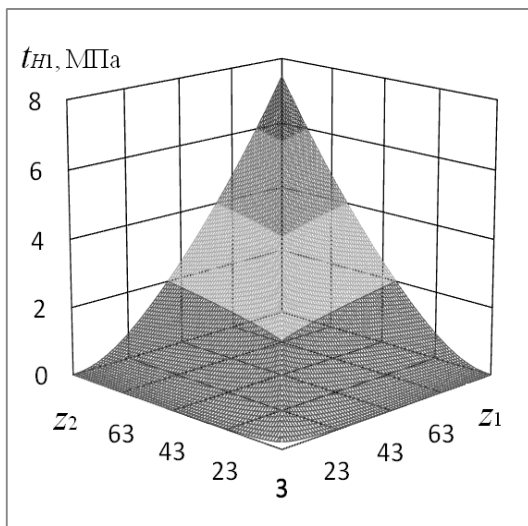


Рис. 14. Удельная нагрузочная способность для условий контактной прочности ($\beta=20^\circ$; $\sigma_{Hlim1}/S_1 = 500$ МПа)

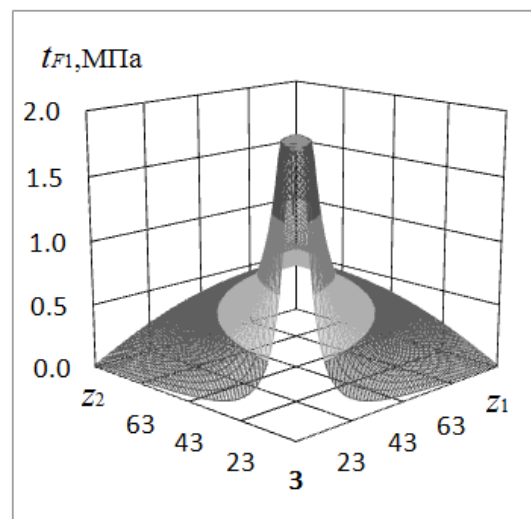


Рис. 15. Удельная нагрузочная способность для условий прочности на изгиб ($\beta=20^\circ$; $\sigma_{Flim1}/S_{F1} = 290$ МПа)

Из диаграмм видно, что удельная нагрузочная способность зацепления t_H для контактной прочности есть возрастающая функция, а удельная нагрузочная способность зацепления t_F для прочности на изгиб есть убывающая функция относительно чисел зубьев.

Отношение t_F/t_H характеризует перегрузочную способность зацепления и представлено в виде изолиний $t_{F1}/t_{H2} = 1$ и $t_{F1}/t_{H1} = 2$ условной поверхности на диаграмме (рис. 16).

Изолинии разделяют массив $z_1 \times z_2$ на области, существенно отличающиеся перегрузочной способностью. Каждой области поставлены в соответствие серии зацеплений: *тяжелая* – $t_F/t_H > 2$, *средняя* – $1 \leq t_F/t_H \leq 2$ и *легкая* – $t_F/t_H \leq 1$. Деление зацеплений на серии позволяет полнее учитывать условия эксплуатации и решать задачи унификации под возможности конкретного производства.

Условная поверхность коэффициентов формы зубьев шестерни в оптимизированном зацеплении М.Л. Новикова представлена на диаграмме (рис. 17). Коэффициенты формы зубьев определялись методом ломаных сечений [18]. Значения коэффициентов оказались

существенно ниже, чем в зацеплениях с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 [8]. Это объясняется меньшей высотой и большей шириной зубьев, образуемых элементарным ИПК в двухпозиционном обкате.

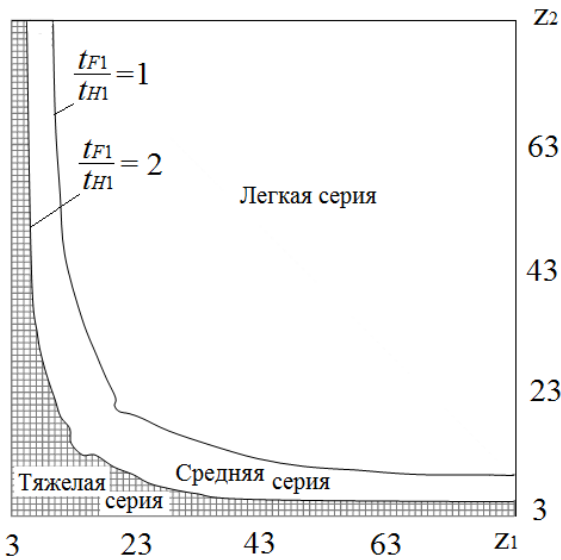


Рис. 16. Серии зацеплений для сочетаний чисел зубьев

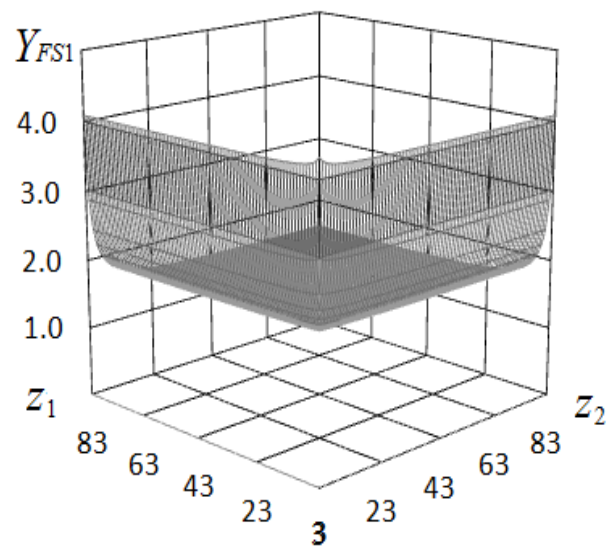


Рис. 17. Коэффициентов формы зуба шестерни

С целью сравнения нагрузочной способности оптимизированных зацеплений М.Л. Новикова и эвольвентного определены отношения главных целевых функций для зубчатых колес из улучшенной стали. На диаграмме (рис. 18) представлено отношение главных целевых функций для условий контактной прочности, на диаграмме (рис. 19) – для условий прочности на изгиб. Отношение целевых функций на диаграмме (рис. 18) возрастает от 1.5 до двухзначных значений. Это объясняется с тем, что возрастание числа зубьев шестерни в разной степени влияет на нагрузочную способность зацеплений.

На диаграмме (рис. 19) видна изолиния равнопрочности зацеплений $t_{F1Нов.}/t_{F1Эвол.}=1$, которая реализуется при $z_{1,2} = 23, 24$. С увеличением угла наклона зубьев изолиния расчетной равнопрочности смещается в сторону больших чисел зубьев.

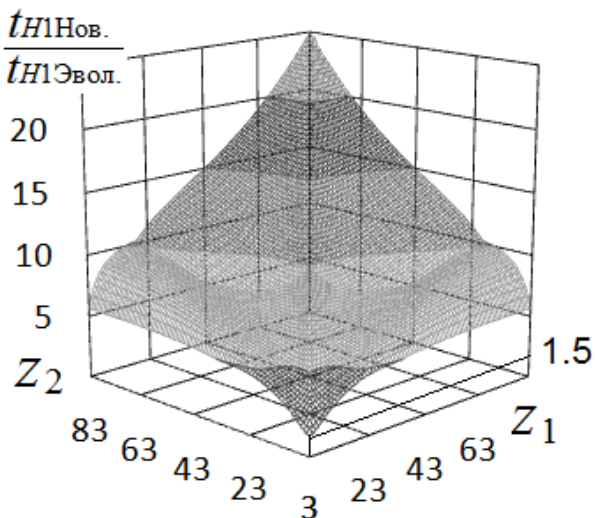


Рис. 18. Отношение показателей удельной нагрузочной способности – условие контактной прочности ($\beta=20^\circ$; $\sigma_{Hlim1}/S_1 = 500$ МПа)

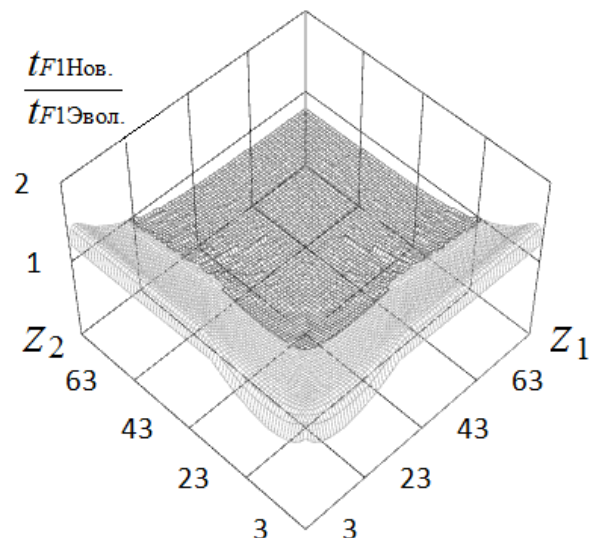


Рис. 19. Отношение показателей удельной нагрузочной способности – условие прочности на изгиб ($\beta=20^\circ$)

Объективное сравнение зацеплений следует вести по лимитирующей удельной нагрузочной способности t , которая определяется наименьшим из показателей t_H , t_F , (см. (4)). Условные поверхности $t_{\text{Нов}}$ и $t_{\text{Эвол}}$ для зубчатых колес из улучшенной стали представлены на диаграммах рис. 20 и рис. 21, а их отношение на диаграмме (рис. 22). Из последней следует, что лимитирующая нагрузочная способность оптимизированного зацепления М.Л. Новикова выше, чем у оптимизированного эвольвентного зацепления.

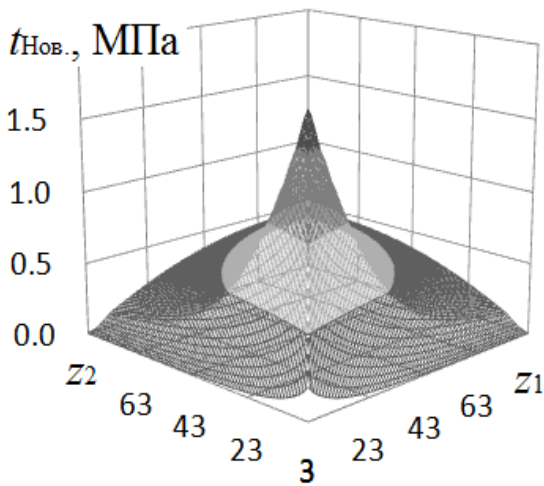


Рис. 20. Лимитирующая нагрузочная способность зацепления М.Л. Новикова ($\beta=20^\circ$; $\sigma_{\text{Нlim1}}/S_{1H} = 500$ МПа; $\sigma_{\text{Fim1}}/S_{1F} = 290$ МПа)

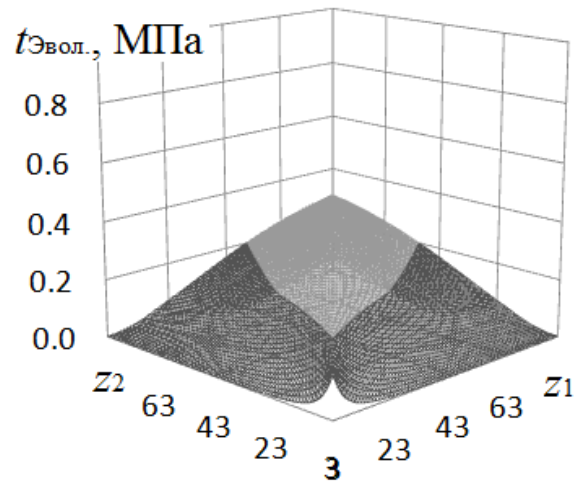


Рис. 21. Лимитирующая нагрузочная способность эвольвентного зацепления ($\beta=20^\circ$; $\sigma_{\text{Нlim1}}/S_{1H} = 500$ МПа; $\sigma_{\text{Fim1}}/S_{1F} = 290$ МПа)

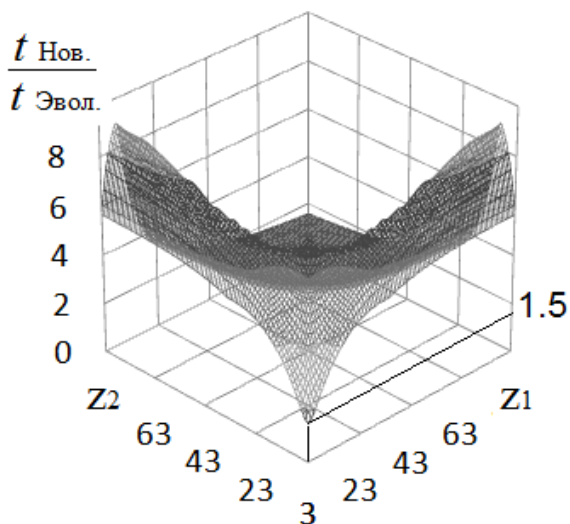


Рис. 22. Сравнение зацеплений ($\beta=20^\circ$; $\sigma_{\text{Нlim1}}/S_{1H} = 500$ МПа; $\sigma_{\text{Fim1}}/S_{1F} = 290$ МПа)

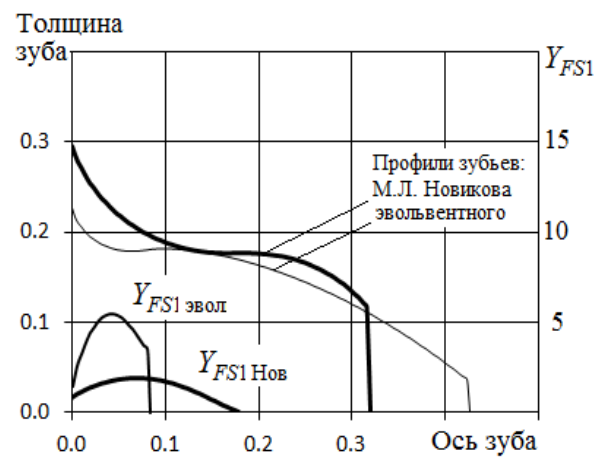


Рис. 23. Профили зубьев и эпюры коэффициентов формы зубьев шестерни для $z_1=10, z_2=36$

Рациональный выбор вида зацепления предполагает анализ всех целевых функций, а также технологических возможностей изготовителя. Для обоснования проектных решений создана методика и программное средство совместной разработки оптимизированных зацеплений М.Л. Новикова и эвольвентного по единым исходным данным. В табл. 1. приведены значения целевых функций для пяти вариантов зацепления с передаточным числом 3.6.

Вариант 1: косозубое эвольвентное зацепление с цементированными зубьями.

Вариант 2: прямозубое эвольвентное зацепление с цементированными зубьями.

Вариант 3: зацепление М.Л. Новикова с цементированными зубьями.

Вариант 4: зацепление М.Л. Новикова с зубчатыми колесами из улучшенной стали.

Для первых четырех вариантов $z_1 = 13$, $z_2 = 47$.

Вариант 5: зацепление М.Л. Новикова с зубчатыми колесами из улучшенной стали, $z_1 = 13$, $z_2 = 47$.

Наибольшей удельной нагрузочной способностью обладает оптимизированное зацепление М.Л. Новикова по варианту 3. Однако его выбор предполагает освоение технологий высокоточной обработки зубчатых колес. Производители, как правило, отклоняют этот вариант, опасаясь инновационных рисков.

Таблица 1

Значения целевых функций для вариантов зацепления с передаточным числом $u \approx 3.6$

ВАРИАНТЫ ЗАЦЕПЛЕНИЙ			Эвольвентное		М. Л. Новикова		
Наименование величин	Обозначение	Единицы	1	2	3	4	5
Вращающий момент	T_1	Нм	500	500	500	500	500
Число зубьев шестерни	z_1	1,00	10	10	10	10	13
Число зубьев колеса	z_2	1,00	36	36	36	36	47
Угол наклона зубьев	β	°	20	0	20	20	20
Термическая обработка			Цементация, закалка $\geq 56\text{HRC}$			Улучшение, 290 - 320 НВ	
Целевые функции для условий контактной прочности							
Функция допускаемых напряжений	q_{H1}	МПа	40,50	40,50	40,50	9,80	9,80
Функция зацепления	γ_H	1,00	0,64	0,42	5,82	2,50	3,25
Функция структуры	v_H	1,00	56,04	56,04	52,49	52,49	52,49
Удельная нагрузочная способность	t_{H1}	МПа	0,46	0,30	4,49	0,47	0,57
Целевые функции для условий прочности на изгиб							
Функция допускаемых напряжений	q_F	МПа	390	390	390	310	310
Функция зацепления	v_{F1}	1,00	0,063	0,053	0,08	0,08	0,062
Функция структуры	v_F	1,00	43,86	43,86	43,86	43,86	43,86
Удельная нагрузочная способность	t_{F1}	МПа	0,56	0,47	0,71	0,56	0,43
Лимитирующая удельная нагрузочная способность	t	МПа	0,46	0,47	0,71	0,47	0,43

Численное решение задачи оптимизации геометрических параметров зацепления М.Л. Новикова содержит в безразмерном виде данные, необходимые для инженерной разработки зацеплений по заданной нагрузке T_1 (или параметрам a_{nv} , b_w) и функции допускаемых напряжений q .

Пример. Разработать оптимизированное зацепление М.Л. Новикова: $z_1 = 10$; $z_2 = 36$;

$T_1 = 500$ Нм; $q_{H1,2} = 42,5$ МПа; $q_{F1,2} = 390$ МПа – эмпирические значения, рассчитанные по формуле (29) для надежного серийного образца.

Для заданных чисел зубьев $z_{1,2}$ из массива $\{z_1, z_2, N\}$ выводим оптимизированные безразмерные параметры: $r_{a1,2}, r_{f1,2}, \alpha_w, \beta$, коэффициенты смещения: $y_{1,2}^*$, коэффициенты формы зубьев $Y_{FS1,2}$, функции зацепления: $\gamma_H, \gamma_{F1,2}$ и структуры v_H, v_F .

Из соотношений (4), (15), (28) получаем лимитирующее значение удельной нагрузочной способности $t = t_{F1,2}$ и соответствующее значение $q = q_{F1,2}$.

Для определения линейных размеров стандартному ряду модулей m_i ставим в соответствие ряд возможных межосевых расстояний a_{wi} , полученный из формулы (35):

$$a_{wi} = m_i \frac{z_1 + z_2 + s^*}{2 \cos \beta \cos(\alpha_w - \alpha_k)}, \quad i = 1, 2, 3, \dots,$$

и ряд возможных рабочих ширин зубчатых венцов b_{wi} , полученный из формулы (29):

$$b_{wi} = \frac{T_1}{q} \left(\frac{v}{\gamma} \right) \frac{(u+1)^2}{\pi a_{wi}^2 (u^2 + 1)}, \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

Таблица 2

Ряды основных линейных размеров

m_i , мм	2.80	3.15	3.35	4.00	4.50	5.00
a_{wi} , мм	68.64	77.22	82.12	100.00	110.32	122.57
b_{wi} , мм	72.40	57.21	50.58	35.00	28.03	22.71

Ряды основных линейных размеров представлены в табл. 2. Из условий компоновки передачи выбран вариант зацепления с модулем 4 мм. В целях приведения межосевого расстояния к ряду предпочтительных чисел угол наклона зубьев β изменен с 20 на 22.86°.

Сравнение результатов примера с результатами оптимизации аналогичного эвольвентного зацепления [6] показывает, что при одинаковой нагрузочной способности и ширине зацепления М.Л. Новикова имеет межосевое расстояние 100 мм, тогда как эвольвентное 140 мм. На рис. 23 показаны профили зубьев шестерни и эпюры коэффициентов формы Y_{FS1} для рассмотренного примера и эвольвентного зацепления [6].

Перспективы оптимизации зацепления М.Л. Новикова связаны с типизацией и последующей стандартизацией передач с предельными показателями расчетной нагрузочной способности. Результатом стандартизации может стать развитие высокоточных автоматизированных технологий производства зубчатых колес с переходом на более высокий уровень точности и качества.

Выводы

1. Конструктивно-технологическая оптимизация геометрических параметров зацепления М.Л. Новикова обеспечивает максимальные показатели расчетной нагрузочной способности, регламентируемые принятыми методиками расчета на прочность.

2. Расчетная нагрузочная способность зацеплений М.Л. Новикова выше, чем у эвольвентного зацепления для всех сочетаний зубьев колеса и шестерни.

3. Современное машиностроение ограничено в средствах технологического оснащения высокоточной обработки зубчатых колес зацепления М.Л. Новикова, что не позволяет реализовать его возможности в полном объеме.

4. Решение задачи оптимизации в виде трехмерного массива безразмерных расчетных величин для возможных чисел зубьев шестерни и колеса, упрощает инженерную разработку

передач с зацеплениями М.Л. Новикова и создает предпосылки типизации и стандартизации его зубчатых колес.

5. Типизация и стандартизация зубчатых колес передач М.Л. Новикова позволит развивать высокоточные автоматизированные технологии их производства, подобные технологиям подшипниковой и инструментальной промышленности.

6. Возможна разработка зацеплений М.Л. Новикова с зубчатыми колесами из улучшенной стали, которые по своей нагрузочной способности не уступают эвольвентному зацеплению зубчатых колес, подвергнутых химико-термическому упрочнению ≥ 56 HRC.

7. Зубчатые колеса зацеплений М.Л. Новикова могут быть изготовлены способом двухпозиционного обката универсальным инструментом с постоянными параметрами ИПК.

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 Международ. науч. - техн. конф. 27–28 апреля 2010 г. / Балт. гос. техн. ун-т. СПб. – 277 с. С. 15–20.
4. **Андриенко, Л. А.** Критерий удельной нагрузочной способности механических передач / Л. А. Андриенко, А.Н. Петровский // Изве. вузов. Машиностроение. 2008. № 7. С. 22–32.
5. **Попов, П.К.** Обобщенная оценка совершенства механических передач: справочник / П.К. Попов, 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. Бюлл. №5. 2011.
8. **Кудрявцев В.Н.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных специальностей 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 трех томах / под ред. И.А. Биргера и 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. С. 48, 49–61.
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. рекомендации МР – 221 – 86. М.: ВНИИТМАШ. 1987. – 86 с.
15. **Литвин, Ф.Л.** Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
16. **Слэзкин, Н. А.** Динамика несжимаемой жидкости / Н. А. Слэзкин. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы. 1955. – 520 с.
17. **Вулгаков, Э.Б.** Теория эвольвентных зубчатых передач / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1995. – 320 с.

18. Гавриленко, В.А. Зубчатые передачи в машиностроении / В.А. Гавриленко. – М.: Машгиз, 1962. – 531 с.

*Дата поступления
в редакцию 26.12.2013*

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.

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.