

УДК 658.52

*А.Н. ШЕЛКОВОЙ*, д-р техн. наук, Харьков, Украина  
*Е.В. МИРОНЕНКО*, д-р техн. наук,  
*А.А. КЛОЧКО*, канд. техн. наук, Краматорск, Украина

### **КРИТЕРИИ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУР И ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ЗАДАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ЗАКАЛЕННЫХ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Розглянуті критерії формування структур і параметрів систем обробки, що забезпечують задані експлуатаційні властивості загартованих крупномодульних зубчастих коліс, які характеризуються станом поверхневого шару зубчастих коліс, визначуваним технологією їх виготовлення. Здатність, що несе, і контактна взаємодія зубчастих коліс залежать від стану поверхневого шару в цілому: макровідхилення, хвилястості, шорсткості, фізико-хімічних властивостей. Вибір системи параметрів поверхневого шару зубчастих коліс одночасно зумовлюється можливістю їх технологічного і метрологічного забезпечення.

Рассмотрены критерии формирования структур и параметров систем обработки, обеспечивающих заданные эксплуатационные свойства закаленных крупномодульных зубчатых колес, которые характеризуются состоянием поверхностного слоя зубчатых колес, определяемым технологией их изготовления. Несущая способность и контактное взаимодействие зубчатых колес зависят от состояния поверхностного слоя в целом: макроотклонения, волнистости, шероховатости, физико-химических свойств. Выбор системы параметров поверхностного слоя зубчатых колес одновременно предопределяется возможностью их технологического и метрологического обеспечения.

The criteria of forming of structures and parameters of the systems of treatment, providing the set operating properties hard-tempered large module of gear-wheels, which are characterized the state of superficial layer of gear-wheels, determined technology of their making, are considered. Bearing strength and contact co-operation of gear-wheels depend on the state of superficial layer on the whole: macrorejection, waviness, roughness, physical and chemical properties. The choice of the system of parameters of superficial layer of gear-wheels is simultaneously predetermined possibility of their technological and metrology providing.

### **Введение**

Критерии формирования структур поверхностного слоя зубчатых колес являются параметры, обеспечивающие заданные эксплуатационные свойства зубчатых передач. Одним из таких параметров является коэффициент трения, который определяет способность поверхностных слоев цилиндрических закаленных крупномодульных зубчатых колес сопротивляться взаимному сопротивлению при действии контактных нагрузок. Коэффициент трения оказывает влияние на КПД передачи, надежность, долговечность работы и прочность зубчатых пар.

### **Основная часть**

Согласно молекулярно-механической теории трения коэффициент трения определяется как сумма молекулярной и механической составляющих [1, 2]:

$$f = \tau_0/p_r + \beta + 0,4a_r \sqrt{h/\rho} \quad (1)$$

где  $\tau_0$  – удельная сдвиговая прочность молекулярных связей [2];  $\beta$  – коэффициент упрочнения молекулярных связей под действием сжимающих напряжений;  $a_r$  – коэффициент гистерезисных потерь при скольжении [2];  $h$  – глубина взаимного внедрения микронеровностей контактирующих деталей.

В теории контактного взаимодействия показано, что давление на фактических площадках контакта определяется физико-механическими свойствами поверхностного слоя более пластичного материала

$$p_r = ck'_1\sigma_T \quad (2)$$

Удельная сдвиговая прочность молекулярных связей в соответствии с работами Н. М. Михина [2] определяется физико-механическим состоянием поверхностного слоя контактирующих зубчатых колес

$$\tau_0 = \frac{U_a}{jN_a} - \frac{kT}{j} \ln \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} \quad (3)$$

где  $U_a$  – энергия активации ( $226T_{nl}$  при хрупком разрыве,  $166T_{nl}$  – при пластическом отеснении);  $j$  – активационный объем ( $10^{-27}$  м<sup>3</sup>);  $\varepsilon_0 = 10^{12}$  ...  $10^{13}$  – для всех металлов;  $\varepsilon$  – скорость деформации ( $10^{-4}$  –  $10^{-6}$  с<sup>-1</sup>);  $N_a$  –

число Авогадро ( $6,02 \times 10^{23}$  моль<sup>-1</sup>);  $k$  – постоянная Больцмана ( $1,38 \times 10^{23}$ );  $T$  и  $T_{пл}$  – температура в зоне контакта и температура плавления.

Глубина взаимного внедрения микронеровностей в период приработки определяется общими контактными деформациями стали из более пластического материала. В период нормального установившегося износа величина внедрения определяется упругими контактными деформациями.

Таким образом, подставляя выражения (2), (3) в формулу (1), получим уравнения коэффициента трения для условий приработки:

$$f = \frac{\tau_0}{ck'_1\sigma_T} + \beta + \frac{4a_r R_a^{2/3}}{S_m t_m} \times \sqrt{\frac{60\pi}{t_m} \left( \frac{2\pi p W_z H_{max}}{k'_1\sigma_T} \right)^{1/3} \left( 1 + \frac{2\pi k'_1\sigma_T(1-\mu^2)}{R_a E} \right)} + \beta + \frac{48\pi(k'_1\sigma_T)^{1/3}}{t_m} \quad (4)$$

и нормального износа

$$f = \frac{\tau_0}{ck'_1\sigma_T} \times \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi p R_a W_z H_{max})^{1/3}}{ES_m t_m}} \quad (5)$$

Если для условий сухого трения уравнения (4) и (5) не вызывают сомнения, так как они базируются на молекулярно- механической теории трения И. В. Крагельского, показавшей свою жизнеспособность [2], то для условий граничного трения по влиянию параметров состояния поверхностного слоя контактирующих поверхностей на процесс трения имеются разные мнения [2, 4].

Учитывая это обстоятельство, были проведены эксперименты по исследованию влияния шероховатости на процесс граничного трения при различных скоростях трения и нагрузках. Исследования проводили на специальной машине трения (рис. 1) по схеме нагружения пары зубчатых колес и с помощью многофакторного эксперимента определялась зависимость влияние волнистости и макроотклонения на процесс трения [4, 5].

При проведении экспериментальных исследований на данной машине трения имелась возможность бесступенчатого изменения нагрузки

и скорости скольжения. Шестерни-инденторы ( $m = 6 \text{ мм}$ ,  $z = 24$ ) и образцы были изготовлены из стали 34ХНМ, термообработанные до  $HRC 56...61$ . Поверхность шестерен-инденторов зубошлифованием была доведена до  $R_z = 0,08 \text{ мкм}$ . Поверхности трения образцов (комплексно по 20 шт.) обрабатывали шлифованием или полированием с параметрами шероховатости, мкм:

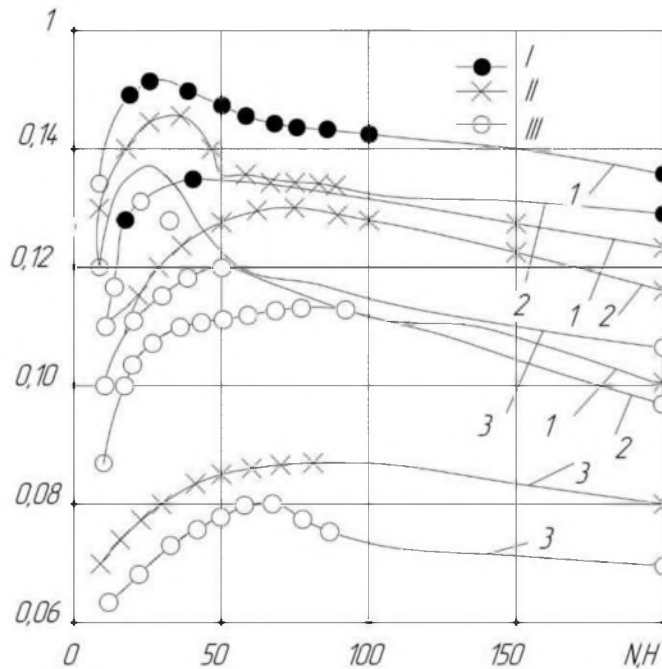
$R_a$	2,15	0,78	0,26	0,16	0,045	0,020
$R_z$ .....	12,1	5,24	1,98	1,2	0,49	0,20
$R_{max}$	16,6	6,25	2,32	1,58	0,75	0,29
$R_p$	5,6	1,84	0,61	0,27	0,12	0,05



Рисунок 1 – Специальная машина трения СМТ-1С испытания закаленных цилиндрических зубчатых колес

Эксперименты на трение проводились при фиксированных скоростях ( $v = 0,5; 1,9; 3,2 \text{ м/с}$ ) и плавно изменяющейся нагрузки от 0 до 200 Н, со скоростью изменения  $dN/dt = 1,45 \text{ Н/с}$ .

Как видно из рис. 2, графики зависимости коэффициента трения от нагрузки для всех скоростей и шероховатостей имеют экстремальный характер, т.е. в начальный период при малых нагрузках коэффициент трения возрастает с увеличением нагрузки, а затем, достигнув своего максимального значения, постепенно уменьшается.



при  $V = 0,50$  м/с (I),  $1,90$  м/с (II),  $3,20$  м/с (III) и  $R_a$ , мкм:  
1 –  $0,80$ , 2 –  $0,16$ ; 3 –  $0,02$

Рисунок 2 – Зависимость коэффициента трения-скольжения от нагрузки

Причем с увеличением шероховатости поверхности трения экстремум смещается в зону меньших нагрузок. Математическая обработка результатов экспериментальных исследований позволила установить, что нагрузка, соответствующая максимальному значению коэффициента трения, на 49 % коррелирована с шероховатостью поверхности трения и на 30 % со скоростью скольжения. Уравнение регрессии, описывающее эту корреляционную связь, имеет следующий вид:

$$N_{кр} = 27,5R_a^{-0,24}v^{-0,1} \quad (6)$$

Каждый из участков изменения коэффициента трения, рассматриваемый отдельно, довольно тесно (на 70 – 80 %) связан с шероховатостью, нагрузкой и скоростью скольжения. Так, начальный участок этих кривых на 66 % описывается параметром шероховатости  $R_z$ , на 10 % скоростью скольжения и на 8 % – нагрузкой  $N$ . Замена параметра шероховатости  $R_z$  на  $R_a$  приводит к снижению корреляционной связи на 10 %. Математическое уравнение, описывающее начальные участки этих кривых, имеет следующий вид:

$$f = 0,092R_z^{0,16}v^{-0,1}(0,1N)^{0,1} \quad (7)$$

Второй участок этих кривых наиболее полно (81 %) описывается с введением параметра шероховатости  $R_a$ :

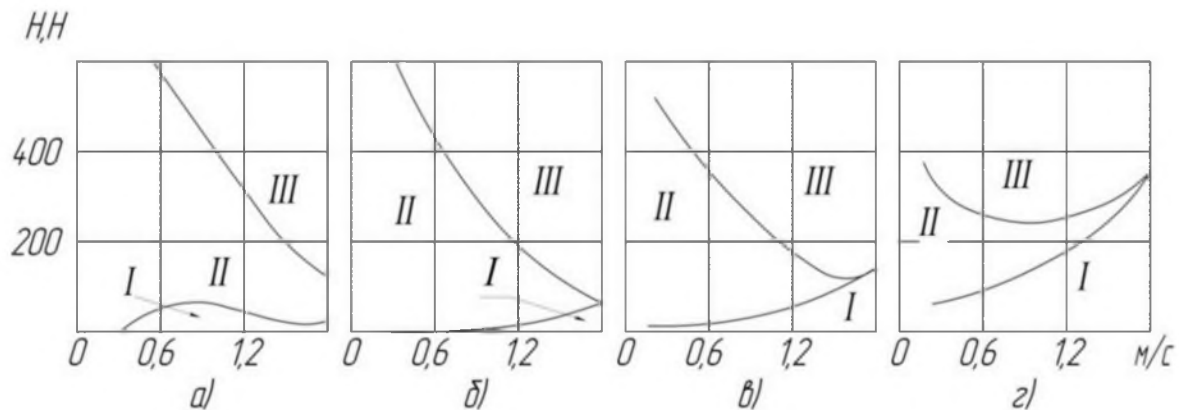
$$f = 0,148R_a^{0,08}v^{-0,09}(0,1N)^{0,06} \quad (8)$$

Анализ полученных результатов показывает, что шероховатость поверхности трения оказывает значительное влияние на коэффициент трения, так как изменение шероховатости в 30 раз приводит к изменению коэффициента трения в 2 раза, в то же время изменение условий трения ( $k = (\eta v)/N$ ) в 100 раз приводит к изменению коэффициента трения в 1,6 раза. Причем наибольшее влияние на процесс трения шероховатость оказывает при больших скоростях и малых нагрузках.

Уменьшение шероховатости во всем диапазоне изменения скорости скольжения и нагрузки приводит к снижению коэффициента трения.

Большое значение при трении скольжения имеет вид трения: жидкостное, граничное и схватывание.

Результаты экспериментального определения зон трения, соответствующих различным характерам процесса трения, при трении скольжения по шероховатой поверхности представлены на рис. 3. Анализ результатов этих исследований показывает, что шероховатость поверхности трения оказывает значительное влияние на перераспределение зон трения.



при  $R_a$ , равном 0,80 мкм (а), 0,16 мкм (б), 0,05 мкм (в), 0,02 мкм (г):  
 I – зона жидкостного трения; II – зона граничного трения; III – зона схватывания

Рисунок 3 – Границы зон трения

Математическая обработка экспериментальных данных позволила получить уравнения для определения шероховатости поверхности трения соответствующей различным зонам трения:

I. Зона жидкостного трения

$$R_a < 0,39v^{0,19}(0,1N)^{-0,66} \quad (9)$$

II. Зона граничного трения

$$0,43v^{-0,43}(0,1N)^{-0,3} > R_a \geq 0,39v^{0,19}(0,1N)^{-0,66} \quad (10)$$

III. Зона схватывания

$$R_a \geq 0,43v^{-0,43}(0,1N)^{-0,3} \quad (11)$$

Результаты проведенных исследований показали, что для граничного трения при обильной смазке с уменьшением шероховатости коэффициент трения также уменьшается и оптимум по шероховатости отсутствует в диапазоне всех исследуемых скоростей ( $v = 0,5 \dots 3,2$  м/с). При переходе из одной зоны в другую достаточно четко проявляется оптимум по шероховатости, особенно для невысоких скоростей скольжения и больших нагрузках.

Так, при невысоких скоростях скольжения ( $v < 0,5$  м/с) и больших нагрузках ( $N > 300$  Н) оптимальной шероховатостью является  $R_a = 2,0$  мкм. Для скоростей скольжения  $v = 0,5 \dots 3,2$  м/с и нагрузок  $N > 100$  Н оптимум по шероховатости смещается к  $R_a = 0,8$  мкм.

Значения шероховатости являются оптимальными только для данных условий трения. Для других условий трения будут свои оптимальные значения шероховатости, однако с увеличением скорости скольжения оптимум будет смещаться к ее меньшим значениям. Анализ результатов исследований убедительно показывает, что шероховатость в значительной мере оказывает влияние на образование гидродинамического клина и его толщину в зоне трения скольжения. Так, эмпирическое уравнение толщины масляной пленки, образуемой между эвольвентными поверхностями трения имеет следующий вид:

$$\varepsilon = 5,5R_a^{0,53}(0,1N)^{-0,65} \quad (12)$$

Корреляционный анализ уравнения показывает, что толщина этой пленки на 35 % определяется шероховатостью поверхности. Таким образом, результаты экспериментов убедительно показывают, что шероховатость поверхности трения в значительной мере определяет возможность образования гидродинамического клина, оказывающего влияние на контактные перемещения при трении скольжения, толщину клина, вид трения и значение коэффициента трения для всех скоростей и нагрузок в области граничного трения.

Процесс трения в значительной мере предопределяет износостойкость контактирующих цилиндрических зубчатых колес. Износостойкость характеризуется способностью поверхностных слоев цилиндрических зубчатых колес сопротивляться разрушению при трении скольжения, трении качения, а также при микроперемещениях, обусловленных воздействием вибраций (фреттинг-процесс).

Износ цилиндрических зубчатых колес приводит к потере точности, понижению КПД, понижению прочности, увеличению динамических нагрузок, увеличению шума зубчатых передач, которые являются следствием увеличения зазоров. Износ является причиной выхода из строя подавляющего большинства цилиндрических зубчатых колес.

Согласно теории И. В. Крагельского [2], интенсивность изнашивания деталей рассчитывается по формуле

$$I_h = \frac{\chi}{n\lambda} \sqrt{\frac{h A_r}{\rho A}} \quad (13)$$

где  $n$  – число циклов воздействия, которое приводит к разрушению материала.

Поверхностные остаточные напряжения  $\sigma_r$  приводят к соответствующему изменению данного числа циклов. Это изменение учитывается с помощью коэффициента  $\lambda$ , определяемого из равенства [3]:

$$\lambda = \left( \frac{\sigma_B - \sigma_r}{\sigma_a} \right)^{t_y} \quad (14)$$

где  $\sigma_B$  – временное сопротивление разрыву;  $\sigma_a$  – действующая величина амплитудного напряжения в рабочем слое;  $t_y$  – параметр фрикционной усталости при упругом контакте;  $\chi$  – коэффициент;

$$\chi = \frac{1}{2(v+1)} \sqrt{\frac{v}{2\alpha}} \quad (15)$$

где  $\alpha$  – коэффициент, учитывающий отличие площади сечения выступов на уровне  $\rho$  от величины фактической площади контакта на том же уровне. В соответствии с разработанной теорией контактного взаимодействия деталей машин  $\alpha = 1$ .

Согласно приведенной выше теории контактного взаимодействия



$$\frac{A_r}{A} = \frac{P}{Ac k'_1 \sigma_T} \quad (16)$$

Подставляя выражения (15), (12) в формулу (14), получим уравнения для расчета интенсивности износа цилиндрических зубчатых колес:

$$I_h = \frac{2,5v^{0,5} R_a^{2/3}}{n\lambda(v+1)S_m t_m^{3/2} k'_1 \sigma_T} \frac{P^{7/8}}{\times} \times \sqrt{15\pi(2\pi W_z H_{max})^{1/3} \left[1 + \frac{2\pi k'_1 \sigma_T (1-\mu^2)}{E}\right]} \quad (17)$$

Полученная формула показывает, что износостойкость контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес характеризуется комплексным состоянием поверхностей трения.

В соответствии со сложившимся представлением о процессе взаимодействия контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес, одним из его результатов является образование равновесной шероховатости, которая не зависит исходной и определяется только условиями трения. При достижении равновесной шероховатости контактные перемещения стабилизируются, коэффициент трения и интенсивность износа становятся минимальными, что возможно при реализации упругого контакта взаимодействующих цилиндрических зубчатых колес.

Однако, как было показано выше, несущая способность контактируемых поверхностей цилиндрических зубчатых колес, их коэффициент трения и интенсивность износа при трении скольжения наряду с шероховатостью, определяются макроотклонением, волнистостью и физико-механическими свойствами (микротвердость и остаточные напряжения). Поэтому очевидно, что образующаяся шероховатость поверхностей трения в процессе приработки будет зависеть от остальных параметров состояния поверхностного слоя контактирующих цилиндрических зубчатых колес.

Следовательно, достижение так называемой равновесной шероховатости, зависящей только от условий трения, возможно после длительного процесса работы контактирующих цилиндрических зубчатых колес, когда будут стабилизированы все параметры состояния

поверхностного слоя, характеризующие их несущую способность, коэффициент трения и износостойкость. Это указывает на необходимость введения понятия – равновесное состояние поверхностного слоя контактирующих цилиндрических зубчатых колес и соответствующей оценки равновесного состояния поверхностного слоя контактирующих цилиндрических зубчатых колес и характеризуется параметром:

$$C_x = (R_p^v W_p^2 H_p^2)^{\frac{1}{v+4}} \frac{k'^{(6+\frac{1}{v+4})}}{\rho_m} \quad (18)$$

значение которого рассчитывается по формуле

$$C_x = \frac{0,5\tau_0^4 \sigma_T^{\left(\frac{1}{v+4}-6\right)}}{\pi^2 \left(\frac{1-\mu^2}{E}\right)^2 \alpha_T^4 (1,7p)^{\frac{1}{v+4}}} \quad (19)$$

Принимая  $v = 2$ ,  $3R_a = R_p$  и подставляя выражение формулу (18), получим

$$C_x = \frac{H_p W_p R_p^4}{S_m^6 k_1^{12}} \quad (20)$$

Значение комплексного параметра, обеспечивающего требуемую износостойкость, может быть рассчитано по формуле

$$C_x = 3375 \left[ \frac{\sigma_T E}{\pi(1-\mu^2)} \right]^3 \left( \frac{10 \ln \lambda}{\chi \rho} \right)^6 \quad (21)$$

Испытания производили на машине трения (рис. 1). Результаты экспериментальных исследований поддерживают правильность приведенных выше гипотез и уравнений необходимость введения комплексного параметра для оценки состояния контактирующих поверхностей деталей.

Анализ результатов исследований, применительно к реальным цилиндрическим зубчатым колесам, показывает, что кривые износа не будут и иметь явно выраженного перехода от приработки к нормальному носу, как это наблюдается при испытаниях образцов.

Наличие на реальных поверхностях трения зубчатых колес макроотклонения, волнистости, шероховатости, остаточных напряжений и микротвердости обусловленных технологическими методами обработки,

приводит к значительному изменению классической кривой износа. Причем часто допустимая величина линейного износа цилиндрических зубчатых колес значительно меньше толщины поверхностного слоя с измененным состоянием. В процессе трения и износа реальных цилиндрических зубчатых колес, как правило, происходит постепенное уменьшение макроотклонения и волнистости контактирующих поверхностей, а следовательно, увеличение их контурной и номинальной площадей контакта, что приводит к увеличению площадок контакта и уменьшению фактических напряжений на этих площадках. Это должно вызывать постепенное и медленное уменьшение интенсивности износа и наклона кривой износа. Одновременно по мере износа в работу вступают новые поверхностные слои, имеющие другие физико-механические свойства, что может приводить к значительному отклонению кривой износа от общего характера ее изменения в сторону увеличения или уменьшения. Только после стабилизации макроотклонения, волнистости, шероховатости и физико-механических свойств поверхностей трения, т. е. образования равновесного состояния поверхностного слоя, можно говорить о завершении процесса приработки, а это нередко наступает тогда, когда износ детали уже превысил допустимую величину. Конечно, образование равновесного состояния поверхности трения может завершиться и раньше, когда еще имеется определенная величина макроотклонения и номинальная площадь контакта еще не равна геометрической, но эту разницу компенсируют повышенная микротвердость или остаточные напряжения на данном уровне. По мере дальнейшего износа для поверхностей зубчатых зацеплений величина комплексного параметра  $C_x$  будет зависеть от интенсивности износа.

Иногда недостаточная маслосъемность поверхностей контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес после износа наиболее выступающих неровностей в начальный период трения приводит к их схватыванию и интенсивному износу. В некоторых случаях вырывы металла способствуют образованию масляных карманов и переходу к нормальному износу. Этот процесс может повторяться неоднократно. В отдельных случаях как правило при качении с проскальзыванием, при длительной эксплуатации может происходить накопление поверхностных

повреждений и катастрофический износ. При технологическом обеспечении равновесного состояния поверхностей трения в процессе изготовления зубчатых колес кривая сразу принимает характер установившегося изнашивания.

Таким образом, результаты теоретических и экспериментальных исследований коэффициента трения и износостойкости контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес показали, что они определяются геометрическими параметрами (макроотклонения, волнистость, шероховатость); степенью упрочнения; поверхностными остаточными напряжениями; механическими свойствами материалов контактирующих поверхностей, условиями их работы (нагрузки, скорости скольжения, температуры, смазки). Это указывает на широкие возможности технологического обеспечения параметров поверхностного слоя цилиндрических зубчатых колес в повышении износостойкости.

Под сопротивлением усталости контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес понимают их способность сопротивляться разрушению при действии знакопеременных нагрузок. Многочисленными исследованиями установлено, что очаги разрушения цилиндрических зубчатых колес от усталости металла зарождаются на их поверхности у ножки зуба [4, 5]. Исходя из этого, усталостная прочность цилиндрических зубчатых колес в значительной степени определяется состоянием их поверхностных слоев. теоретические и экспериментальные исследования М. А. Елизаветина, Э. А. Сателя, И. В. Кудрявцева, А. А. Маталина, В. Подзея, А. М. Сулимы, Д. Д. Папшева, В. С. Мухина, К. И. Заблонского, В. А. Гришко, М. И. Евстигнеева убедительно свидетельствуют о том, что предел выносливости цилиндрических зубчатых колес в основном зависит от наклепа остаточных напряжений поверхностного слоя.

Влияние же неровностей поверхности на их предел выносливости впервые предложил учитывать Г. Нейбер с помощью теоретического коэффициента концентрации напряжений, который определяется из формул при кручении и сдвиге

$$\alpha_{\sigma} = 1 + \sqrt{\gamma \frac{t}{\rho}} \quad (22)$$

при растягивании и изгибе

$$\alpha_{\sigma} = 1 + 2 \sqrt{\gamma \frac{t}{\rho}} \quad (23)$$

где  $\gamma$  – коэффициент, по данным работы [6] после механических методов обработки  $\gamma = 1$ ;  $t$  – высота неровностей поверхности;  $\rho$  – радиус впадин.

И. А. Одинг предложил оценивать изменение сопротивления усталости в зависимости от шероховатости поверхности с помощью эмпирического коэффициента  $T$  [3]:

$$T = 1 + \alpha \sigma_{-1} \quad (24)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при изгибе;  $\alpha$  – коэффициент, зависящий от метода обработки цилиндрических зубчатых колес: при полировании  $\alpha = 0$ ; при скоростном зубофрезеровании фрезами, оснащенными режущими пластинками из твердого сплава и минералокерамики 0,004; при чистовом зубофрезеровании фрезами 0,006; при черновом зубофрезеровании фрезами 0,010.

Результаты этих теоретических и экспериментальных исследований показывают, что неровности, образующиеся на поверхности деталей при их обработке, являются концентраторами напряжений и служат одной из причин снижения предела выносливости.

Таким образом, учитывая данные работ [2, 3, 6], получим уравнение для расчета коэффициента концентрации напряжений:

$$\alpha_{\sigma} = 1 + \frac{200}{t_m S_m} [2\gamma R_{max}(R_{max} - R_p)]^{0,5} \quad (25)$$

Анализ результатов экспериментальных исследований сопротивления усталости цилиндрических зубчатых колес (рис. 4) показывает, что предел выносливости цилиндрических зубчатых колес при уменьшении их шероховатости с  $R_a = 0,74$  мкм до  $R_a = 0,22$  мкм в среднем увеличивается на 14 %, а срок службы более чем в 3 раза.

Увеличение глубины рисков на эвольвентной поверхности цилиндрических зубчатых колес с  $R_{max} = 1,4$  мкм до  $R_{max} = 3,4$  мкм уменьшает предел выносливости цилиндрических зубчатых колес на 4 %.

Результаты проведенных исследований показывают, что сопротивление усталости контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес зависит от величины и знака поверхностных остаточных напряжений

или степени наклепа, глубины их залегания и закона распределения, максимальной высоты неровностей шероховатости и глубины их сглаживания, среднего шага неровностей профиля шероховатости и относительной длины опорной линии на уровне средней.

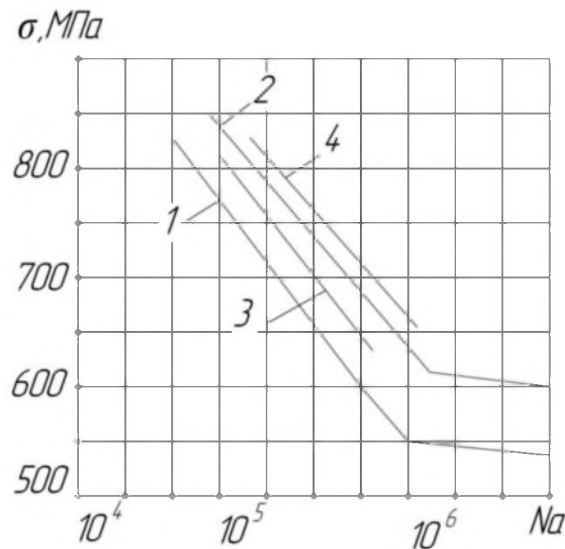


Рисунок 4 – Сопротивление усталости поверхностей контактирующих цилиндрических крупномодульных зубчатых колес

В табл. 1 приведены оптимальные значения стандартизованных параметров шероховатости для цилиндрических крупномодульных зубчатых колес, определяющих надежность и долговечность цилиндрических зубчатых передач.

Так, при необходимости обеспечения требуемой износостойкости цилиндрических крупномодульных колес параметры поверхностного слоя определяют из равенства

$$\frac{H_p W_p R_p^4 k_1'^2}{S_m^2} = 3375 \left[ \frac{\sigma_T E}{\pi(1-\mu^2)} \right]^3 \left( \frac{10J_n}{\chi \rho} \right)^6. \quad (26)$$

При обеспечении прочности цилиндрических крупномодульных колес

$$\begin{aligned} H_{p1} + W_{p1} + R_{p1} + H_{p2} + W_{p2} + R_{p2} = \\ = \Delta - \frac{2M}{\pi d l f} \left( \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2 + \mu_1} + \frac{1 - \mu^2}{E_2} \right). \end{aligned} \quad (27)$$

Вычисленные значения параметров состояния поверхностного слоя цилиндрических крупномодульных колес должны быть проверены на

технологичность: выбирают сочетание, которое технологически обеспечивается с наименьшей себестоимостью.

Моделируя условия работы цилиндрических крупномодульных колес и сравнивая результаты теоретических исследований с данными, полученными на экспериментальных установках и при исследовании на «рабочих осях», с учетом масштабного фактора определяем оптимальные значения параметров состояния рабочих поверхностей цилиндрических крупномодульных колес, обеспечивающие требуемые эксплуатационные свойства.

Таблица 1 – Оптимальные значения стандартизованных параметров шероховатости для цилиндрических крупномодульных колес

Поверхность детали	$R_w$ мкм	$R_z$ мкм	$R_{max}$ мкм	$S_m$ мм	$t_m$ %
Поверхности, обеспечивающие явление избирательного переноса	0.25	—	—	0.025	50
Поверхности посадочных поверхностей зубчатых колес	0.5-2.0	—	—	—	—
Боковые поверхности: зубьев колес 8В ГОСТ1643-81	1.5 —	50-100	—	—	—
Поверхности основных отверстий корпусов из чугуна и стали	0.63- 1.60	—	—	—	—
Поверхности направляющих трения скольжения: универсальных станков	0.63	—	—	0.050	50
прецизионных станков	0.10	—	—	0.020	50
тяжелых станков	1.6	—	—	—	—
Поверхности направляющих качения	0.16	—	—	0.30	50
Боковые поверхности: зубьев колес 7В ГОСТ1643-81	1.0- 1.25 0.8-1.6	— —	— —	0.08-0.1 0.04-0.1	50 50

Вычисленные значения параметров состояния поверхностного слоя цилиндрических крупномодульных колес должны быть проверены на технологичность: выбирают сочетание, которое технологически

обеспечивается с наименьшей себестоимостью.

Моделируя условия работы цилиндрических крупномодульных колес и сравнивая результаты теоретических исследований с данными, полученными на экспериментальных установках и при исследовании на «рабочих осях», с учетом масштабного фактора определяем оптимальные значения параметров состояния рабочих поверхностей цилиндрических крупномодульных колес, обеспечивающие требуемые эксплуатационные свойства.

### **Выводы**

Технологические основы обеспечения производительности, точности и качества зубообработки закаленных крупномодульных зубчатых колес с учетом основных показателей зубчатых передач регламентируют их надежность и КПД, которые в значительной мере определяются эксплуатационными свойствами зубчатых цилиндрических колес (пределом выносливости, износостойкостью, коэффициентом трения, контактной жесткостью, прочностью). Эксплуатационные свойства характеризуются состоянием поверхностного слоя зубчатых колес, определяемым технологией их изготовления. Несущая способность и контактное взаимодействие зубчатых колес зависят от состояния поверхностного слоя в целом (макроотклонения, волнистости, шероховатости, физико-химических свойств). Выбор системы параметров поверхностного слоя зубчатых колес одновременно предопределяется возможностью их технологического и метрологического обеспечения.

**Перечень источников литературы:** 1. Демкин, Н. Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н. Б. Демкин, Э. В. Рыжов. – М., 1981. – 244 с. 2. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 525 с. 3. Суслов, А. Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей / А. Г. Суслов. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с. 4. Тимофеев Ю.В. Научные предпосылки определения условий формирования величин упрочненного слоя при формообразовании крупномодульных зубчатых колес / Ю. В. Тимофеев, А. Н. Шелковой, А. А. Клочко // Вісник Національного технічного університету КПІ: зб. наук. пр. Тематичний випуск: Проблеми механічного приводу. – Київ: НТУ КПІ, 2012. – № 64. – С. 288–293. 5. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач / Под общ. ред. В. Е. Старжинского, М. М. Кане. – С-Пб.: Профессия, 2007. – 832 с. 6. Елизаветин, М. А. Технологические способы повышения долговечности машин. / М. А. Елизаветин, Э. А. Сатель. – М., 1969. – 400 с.