

Регрессионным анализом определены области существования качественных характеристик в функции технологических параметров. Определены оптимальные режимы литья:

- при литье заготовок малых диаметров ($\leq 50\text{мм}$)
 $Z=20\text{мм}$, $\theta_{\text{ж}} = 1050^{\circ}\text{C}$, $\theta_{\text{п}} = 690 \pm 10^{\circ}\text{C}$;
- при литье заготовок больших диаметров ($\geq 60\text{мм}$)
 $Z=25\text{мм}$, $\theta_{\text{ж}} = 1040^{\circ}\text{C}$, $\theta_{\text{п}} = 660 \pm 10^{\circ}\text{C}$.

Список литературы: 1.Бахтиаров Р.А., Воробьев Л.А. Производство слитков тяжёлых цветных металлов методами полунепрерывного и непрерывного литья. М.: «Цветметинформация», 1984, с.97. 2.Сладкоштьев В.Т., Шатагин О.А. Непрерывная разливка металлов. Киев, УкрНИИТИ, 1962, с.58. 3.Бредихин В.Н., Кушнерова Е.Ю. Исследования тепловых потоков в горизонтальном кристаллизаторе при литье медных сплавов, Запорожье, труды ЗГИА, В.11, 2005, с. 89-95. 4. Бредихин В.Н., Маняк Р.А., Кафтоненко А.Я. Медь вторичная: Монография. Донецк, ДонНТУ, 2006, 416 с. 5. Бредихин В.Н., Кожанов В.А., Беленький А.В., Кушнерова Е.Ю. Управление качеством серебряных сплавов на установке вертикального непрерывного литья. Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов XII международной конференции Т1, Донецк-2006. 6. Налимов В.В. Теория эксперимента. М., Наука, 1971, 207 с. 7. Чалмерс Б. Теория затвердевания. М., «Металлургия», 1969, 228 с.

Сдано в редакцию 30.01.07

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Волошин А.И., Лесняк Г.А., Стрельников В.Н. (ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Bases of optimization of geometrical parameters of circular gear gearing with intermediate rollers by criteria of minimally allowable difference of radiuses of curvature of the connected surfaces and a condition of absence of an interference of tooth are developed.

Производство зубчатых колес, редукторов и трансмиссий относится к наиболее сложной и ответственной области машиностроения, в значительной мере определяющей технику – экономический уровень и конкурентные свойства выпускаемой продукции. Практика современного производства и эксплуатации редукторов в тяжелом машиностроении определила комплекс задач производственного и научно – технического характера, связанных с повышением их нагрузочной способности, кинематической эффективности и надежности, снижением габаритов, металлоемкости, производственных затрат и себестоимости. Наряду с этим повысились требования со стороны потребителей к снижению шума, вибрации и энергетическим потерям.

Традиционные конструктивные схемы зубчатых и червячных редукторов во многом исчерпали свои функциональные возможности и сколько – нибудь реальное повышение их технических параметров сопряжено с дополнительными производственными издержками, как правило, не соизмеримыми с получаемым техническим эффектом. Поэтому ведущие производители зубчатых колес и редукторов вкладывают значительные средства в совершенствование и разработку новых конструкций с более высокими техническими характеристиками.

Созданные на ЗАО НКМЗ передачи (рис. 1 - 4) с промежуточными телами качения, в силу принципиальных конструктивных особенностей, обладают рядом существенных преимуществ:

- высокая кинематическая эффективность с диапазоном передаточных отношений $u = 8 \dots 100$ в одной ступени;
- низкая металлоемкость, на 30 ... 60 % меньше, чем у зубчатых;
- низкие энергетические потери, КПД 0,85 ... 0,97;
- многопарность зацепления, до 25 %;
- выпукло – вогнутый контакт обеспечивает низкие контактные напряжения и благоприятные условия образования гидродинамической смазки;
- высокая нагрузочная способность;
- низкий уровень звуковой мощности.

Целью настоящей работы является оптимизация параметров кругового зубчатого зацепления по критериям минимально допустимой разности радиусов сопряженных поверхностей и условию отсутствия интерференции зубьев.

Для кругового зацепления при кромочном контакте зуба сателлита с $i_{\text{вм}}^{\text{вм}}$ роликом, минимальные расстояния по нормали между гладкими поверхностями зубьев сателлита и солнечного колеса S остаются больше диаметра ролика ($S > 2r^*$). Ролик находится в контакте с кромкой $i_{\text{т}}^{\text{т}}$ зуба сателлита и гладкой поверхностью зуба солнечного колеса.

При нулевом положении зацепления, $\varphi = 0^\circ$, (рис. 5), минимальное расстояние S между гладкими поверхностями зубьев солнечного колеса и сателлита составляет

$$S = r_1 + r - \Delta^*. \quad (1)$$

О минимальных расстояниях между гладкими поверхностями других пар зубьев можно судить по размеру между центрами образующих окружностей этих зубьев, которые следует рассматривать в пределах заштрихованного криволинейного сегмента,

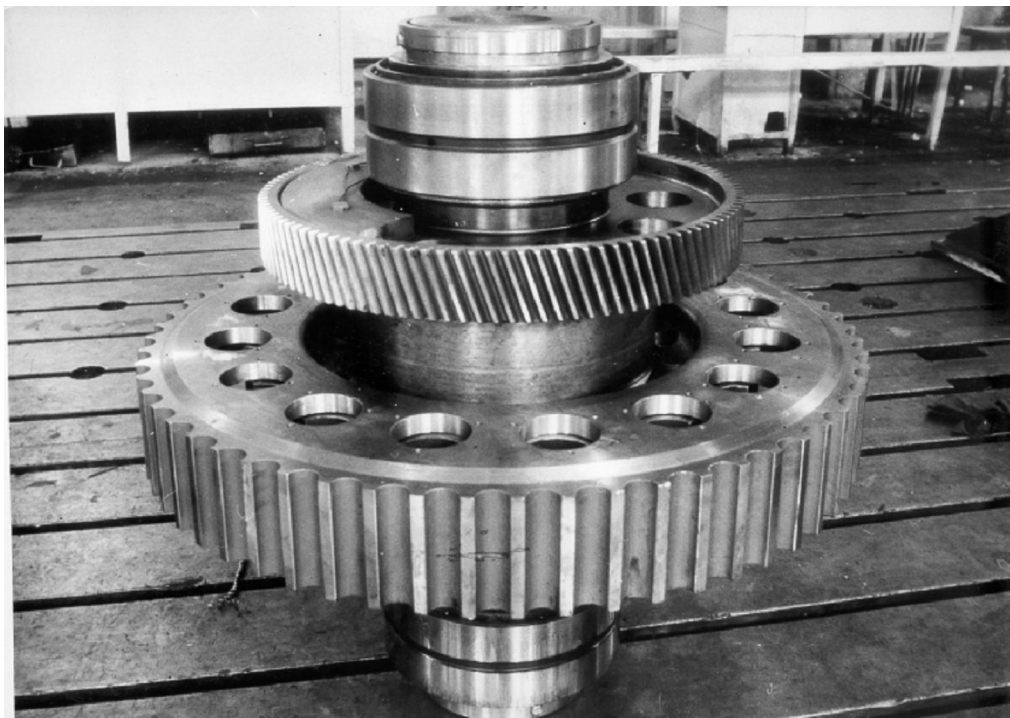


Рис. 1 Сателлит в сборе



Рис. 2 Производство редукторов с промежуточными телам качения

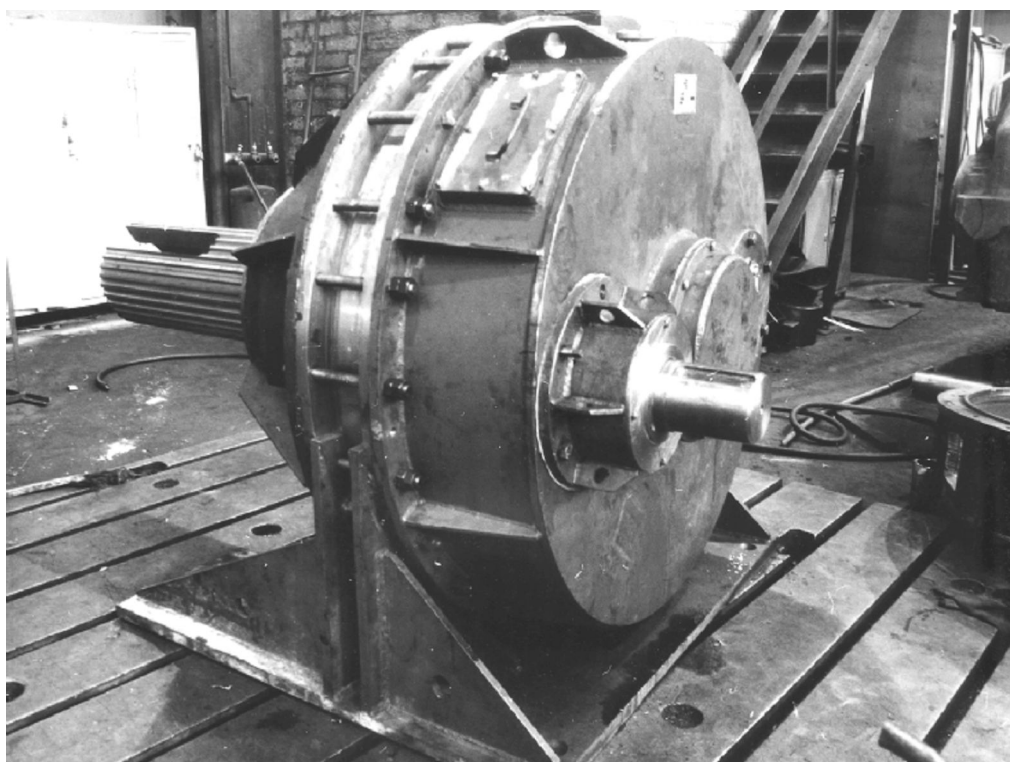


Рис. 3 Редуктор привода классификатора: масса редуктора 6320 кг, передаточное отношение 274,5; крутящий момент на выходном валу $M_2 = 210$ КНм; мощность электродвигателя $N = 90$ КВт

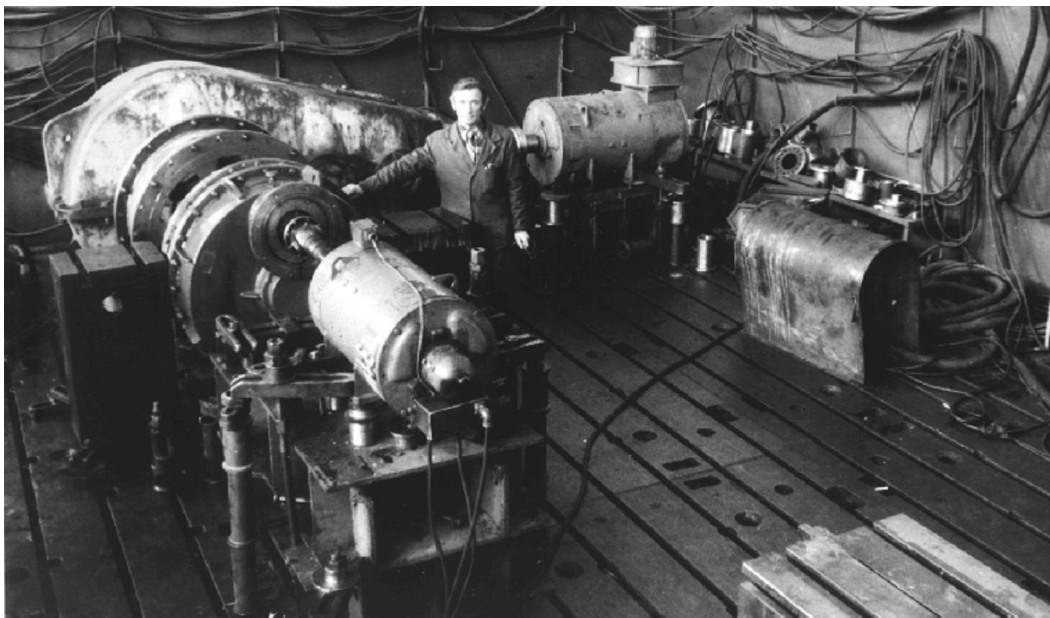


Рис. 4 Стенд на встречных силовых потоках для экспериментальных исследований редукторов с промежуточными телами качения

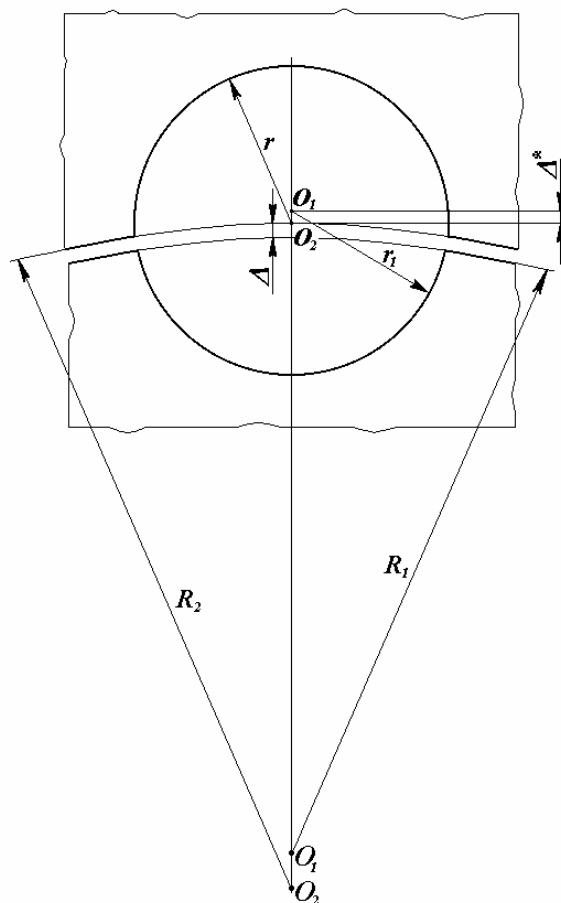


Рис. 5 Нулевое положение зубьев солнечного колеса и сателлита очерченного окружностями, проведенными через центры образующих (рис. 6.). Из треугольника O_1O_2P определяется угол μ^*

$$\cos \mu^* = \frac{R_2^2 - \varepsilon^2 - (R_1 + \Delta + \Delta^*)^2}{2\varepsilon(R_1 + \Delta + \Delta^*)}. \quad (2)$$

Параметры кругового зацепления определяют сравнительно небольшие значения угла μ^* – меньше углового шага сателлита, $\mu^* < \frac{2\pi}{Z_1}$. Поэтому в зону

возможного контакта вогнутой поверхности сателлита попадает только ролик, находящийся в нулевом положении. Расстояние между гладкими поверхностями остальных пар зубьев, не входящих в зону действия угла μ^* , больше диаметра роликов. Можно установить функциональную зависимость минимального расстояния между гладкими поверхностями остальных пар зубьев кругового зацепления. Координаты центров образующих окружностей зубьев сателлита X_{0_1}, Y_{0_1} и солнечного колеса X_{0_2}, Y_{0_2} нулевого ролика (рис. 7)

$$X_{0_1} = \varepsilon + (R_1 + \Delta + \Delta^*) \cos \left[\eta_i - \left(\frac{2\pi}{Z_1} i - \alpha^* \right) \right], \quad Y_{0_1} = (R_1 + \Delta + \Delta^*) \sin \left[\eta_i - \left(\frac{2\pi}{Z_1} i - \alpha^* \right) \right], \quad (3)$$

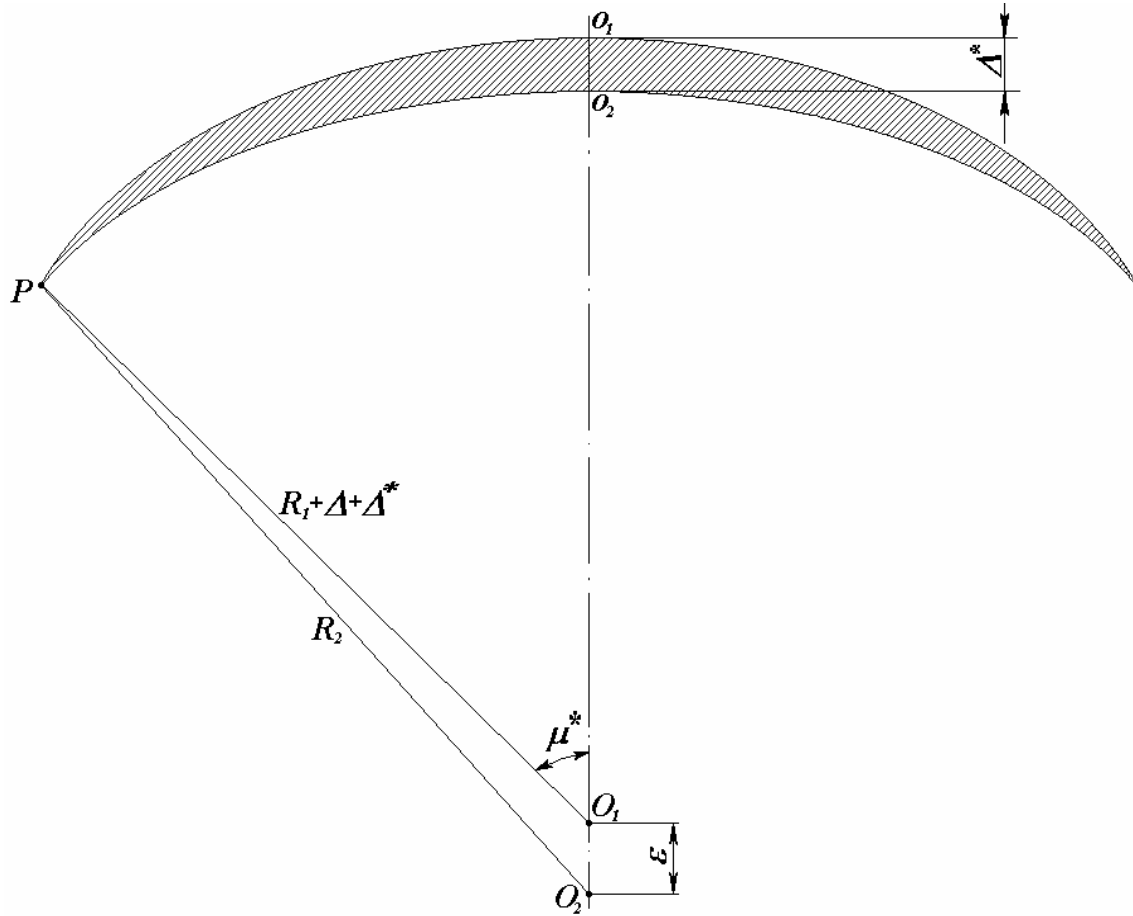


Рис. 6 Границы минимальных расстояний между поверхностями зубьев сателлита и колеса

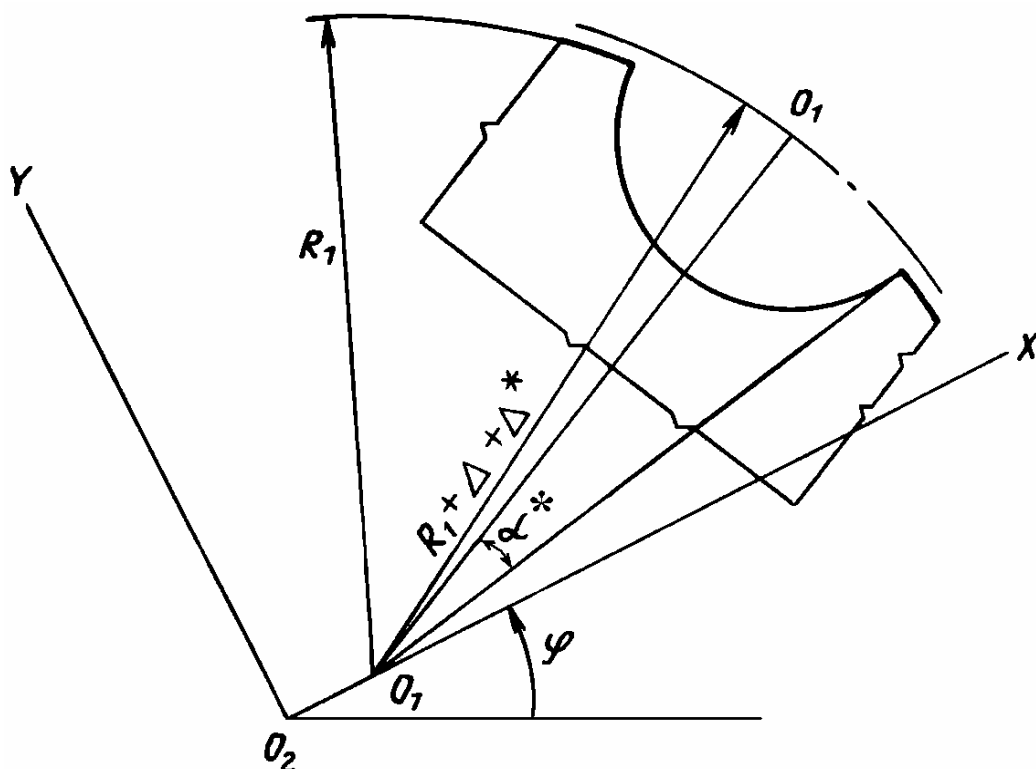


Рис. 7 Минимальное расстояние между гладкими поверхностями зубьев в зацеплении

$$X_{O_2} = R_2 \cos \varphi, \quad Y_{O_2} = R_2 \sin \varphi. \quad (4)$$

Расстояние между гладкими поверхностями зубьев взаимодействующих с нулевым роликом

$$S_i = \pm \sqrt{(X_{O_1} - X_{O_2})^2 + (Y_{O_1} - Y_{O_2})^2} + (r + r_1). \quad (5)$$

Знак «минус» или «плюс» в формуле (5) выбирается в зависимости от знака разности $(X_{O_1} - X_{O_2})$. Для $\varphi \leq \frac{\pi}{Z_1}$ принимается знак «минус», для $\varphi > \frac{\pi}{Z_1}$ знак «плюс». При определенном значении угла φ происходит переключение зацепления на следующий ролик, и в соответствии с рис. 3 координаты центров образующих зубьев сателлита и солнечного колеса определяются по формулам (3) и (4), а расстояние S_i по формуле (5).

При взаимодействии кромки сателлита с 7^{бм} роликом для исходного положения нулевого ролика, для размеров опытного образца (мм): $r_1 = 7,03$; $r = 7,0$; $\Delta^* = 0,03$; $2r^* = 13,950$; $\varepsilon = 3,3$; $\Delta = 1,5$; $R_1 = 77,7$; $R_2 = 82,5$ минимальное расстояние в зацеплении между гладкими поверхностями зубьев сателлита и солнечного колеса S_0 составляет $S_0 = r_1 + r - \Delta = 14,0$ мм, что больше принятого диаметра ролика $2r^* = 13,950$ мм, угол $\mu^* = 7,89^\circ$, что меньше углового шага сателлита, равного 15° .

Определим текущие значения минимальных расстояний между гладкими поверхностями зубьев $S_i^{(0)}$, взаимодействующими с нулевым роликом, при кромочном контакте 7^{го}, $S_7^{(0)}$, а затем и 8^{го} $S_8^{(0)}$ роликов с кромками зубьев сателлита. Расстояние $S_7^{(0)}$ соответствует значениям угла поворота входного вала φ в пределах $0^\circ \leq \varphi$

$\leq 12^\circ$, расстояние $S_8^{(0)}$ определяется для углов в пределах $12^\circ \leq \varphi \leq 14,4^\circ$. Зависимость минимальных расстояний между гладкими поверхностями зубьев сателлита и центрального колеса $S_i^{(0)}$ от угла поворота входного вала φ

$\varphi, \text{град}$	0	2,5	5,0	7,5	10	12	$\varphi, \text{град}$	12	13,2	14,4
$S_7^{(0)}$	14,000	14,003	14,017	14,027	14,952	14,075	$S_8^{(0)}$	14,075	14,091	14,109

Приведенные результаты расчёта показывают, что по мере поворота ведущего вала расстояние по нормали между гладкими поверхностями зубьев, охватывающих нулевой ролик, монотонно возрастает и превосходит диаметр ролика. в этом случае нулевой ролик находится между поверхностями зубьев в свободном состоянии. с увеличением угла поворота φ до некоторого значения $\varphi = \varphi^*$ в зону возможного зацепления гладких поверхностей попадает 1^{ый} ролик

$$\varphi^* = \frac{2\pi}{Z_1} - \mu^*. \quad (6)$$

При $\varphi = \varphi^*$ совпадают центры образующих окружностей зубьев сателлита и солнечного колеса и расстояние между гладкими поверхностями для 1^{го} ролика $S_i^{(1)}$ равно сумме радиусов образующих окружностей зубьев

$$S_i^{(1)} = r + r_1. \quad (7)$$

С увеличением угла φ в зацеплении на $i^{\text{ом}}$ ролике, координаты центров образующих окружностей зубьев определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} X_{0_1} &= \varepsilon + (R_1 + \Delta + \Delta^*) \cos \left[\eta_i + \alpha^* - \frac{2\pi}{Z_1} (i-1) \right], \\ Y_{0_1} &= (R_1 + \Delta + \Delta^*) \sin \left[\eta_i + \alpha^* - \frac{2\pi}{Z_1} (i-1) \right], \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$X_{0_2} = R_2 \cos \left(\frac{2\pi}{Z_1} - \varphi \right), \quad Y_{0_2} = R_2 \sin \left(\frac{2\pi}{Z_1} - \varphi \right). \quad (9)$$

В условиях зацепления кромки зуба сателлита с 7^{ым} или 8^{ым} роликом, расстояние между гладкими поверхностями зубьев, охватывающих первый ролик, определяется по формуле (5). перед радикалом принимается знак «минус» в соответствии с критерием

$$X_{0_1} - X_{0_2} > 0.$$

Зависимость минимальных расстояний между гладкими поверхностями зубьев сателлита и центрального колеса $S_i^{(1)}$ от угла поворота входного вала φ

$\varphi, \text{град}$	6,5	7,5	10	12	$\varphi, \text{град}$	12	13,2	14,4
$S_7^{(1)}$	14,030	13,957	14,010	14,003	$S_8^{(0)}$	14,003	14,001	14,000

Таким образом, 1^{ый} ролик при вращении вала располагается свободно между гладкими поверхностями зубьев. Сопоставление данных по значениям $S_i^{(0)}$ и $S_i^{(1)}$ показывает цикличность изменения расстояний $S^{(0)}$ и $S^{(1)}$ с периодом $14,4^\circ$.

При отсутствии деформации роликов по выбранной схеме в зацеплении участвует один ролик, контактирующий с зубом солнечного колеса и выступом сателлита. В

рассматриваемом примере передача крутящего момента осуществляется $7^{\text{БМ}}$ и $8^{\text{БМ}}$ роликами по отношению к нулевому. В работе одновременно участвует один ролик.

Положение точек контакта на поверхности зуба солнечного колеса определяется углом q , заключенным между лучами проведенными из центра образующей окружности зуба солнечного колеса в точку контакта и к ближайшему выступу зуба относительно точки контакта (рис. 8).

Расстояние точки контакта B_i от оси солнечного колеса и угол μ определяются из треугольника $O_2O_2B_i$

$$R_4 = \sqrt{R_2^2 + r^2 + 2R_2r \cdot \cos \Theta_i}, \quad \sin \mu = \frac{r}{R_4} \sin \Theta_i \quad (10)$$

Из треугольника O_2B_iC определяется B_iC

$$\rho_2 = \sqrt{R_2^2 + R_4^2 - 2R_2R_4 \cos(\beta^* - \mu)}. \quad (11)$$

Из треугольников Co_2B_i и O_2O_2C определяются углы q и β^*

$$\sin \frac{q}{2} = \frac{\rho_2}{2r}, \quad \sin \frac{\beta^*}{2} = \frac{r}{2R_2}. \quad (12)$$

Сохраняя численные данные предыдущего примера $r = 7 \text{ мм}$, $R_2 = 82,5 \text{ мм}$, установим значение угла $\beta^* = 4,863^\circ$. Положение точки контакта на зубе солнечного колеса определяется углом q в зависимости от угла φ . Результаты вычисления угла q :

№ ролика	7						8		
φ , град	0	2,5	5,0	7,5	10	12	12	13,2	14,4
q , град.	53,76	51,95	50,20	48,49	46,84	45,55	55,55	54,65	53,76

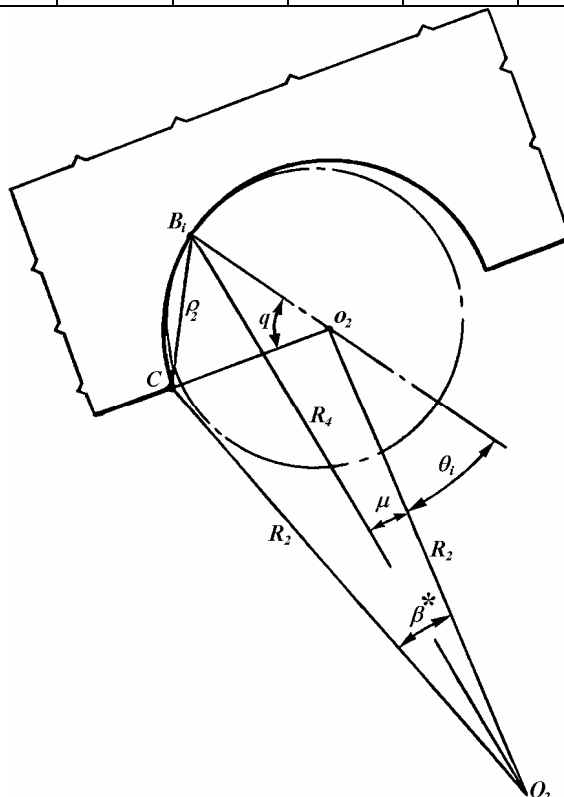


Рис. 8 Определение точки контакта на зубе солнечного колеса

На основании полученных результатов вычислений можно заключить, что точка контакта зуба солнечного колеса лежит на его вогнутой поверхности и достаточно удалена от вершины зуба. При этом точка контакта B_i должна отстоять на достаточном расстоянии от кромки зуба C (рис. 8).

Выводы.

1. Разработаны основы оптимизации геометрических параметров кругового зубчатого зацепления по критериям минимально допустимой разности радиусов кривизны сопряженных поверхностей и условию отсутствия интерференции зубьев.

2. С уменьшением угла q снижается радиальная составляющая силы в зацеплении, что понижает опорные реакции и повышает КПД передачи.

3. Геометрические параметры сопряженных элементов должны удовлетворять условиям отсутствия интерференции зубьев, при минимизации зазоров в зацеплении.

Список литературы: 1. Стрельников В. Н. Перспективные направления развития механических приводов тяжёлых машин Ч. 1. – М.: ВНИИМЕТМАШ, 1990. – 84 с. 2. Стрельников В. Н. Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны. – М.: Машиностроение, 1992. – 322 с.

Сдано в редакцию 18.01.07

ВЛИЯНИЕ ТЕРМОАКТИВИРОВАННЫХ ДИСПЕРСНЫХ СИЛИКАТОВ НА СВОЙСТВА КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ЭПОКСИДНЫХ МАТРИЦ ДЛЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ

Воронцов А.С., Струк В.А., Горбачевич Г.Н. (УО ГрГУ имени Янки Купалы, г. Гродно, Республика Беларусь)

Management of the structural parameters of composite materials is possible on the basis of technological factors, and the introduction into the matrix of the components which are in active state. In work the results of research by methods of the physicochemical analysis of influence of thermal treatment on structure and characteristics of minerals and also experimental data on influence thermoactivation of processing mineral additives on the characteristics paintwork materials are given.

Введение. Композиционные полимерные материалы для функциональных покрытий содержат разные ингредиенты: полимерный или олигомерный пленкообразователь, пигменты, наполнители, модифицирующие добавки. Типичными композитами являются лакокрасочные материалы (ЛКМ), формирующие пленки, связанные с поверхностью субстрата адгезионными силами. Связь покрытия с субстратом формируется преимущественно в процессе его формирования, т.н. пленкообразования. Лакокрасочные покрытия имеют определенный предел толщины, чаще всего 10 – 300 мкм и поэтому им характерна высокая удельная площадь поверхности, величина которой составляет от 10 до 1000 см²/см³. Основным компонентом лакокрасочных покрытий является связующее преимущественно органической природы, поэтому лакокрасочные покрытия называют органическими.

В состав лакокрасочных материалов могут входить различные функциональные компоненты: пластификаторы, наполнители, сиккативы, катализаторы, отвердители, инициаторы и ускорители полимеризации [1]. Наполнители добавляют, главным образом, для удешевления лакокрасочных материалов, а также повышения показателей