

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, к. т. н., Краматорск, АО «НКМЗ»

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПЕРЕДАЧАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

On the basis of the power and kinematic analysis power losses in gearing transfer with intermediate rollers are determined. The analysis of the geometrical parameters influencing losses in the mechanism of parallel cranks is executed.

Энергетические потери в круговом зацеплении со свободно установленными роликами

Как показывает геометрический анализ, наиболее приемлемые условия работы передачи с промежуточными телами качения наблюдаются в случае зацепления с внецентренным контактом. Ролик всегда имеет гарантированный радиальный зазор. Конструкция передачи предполагает установку роликов в отверстия сепараторов, диаметры которых с гарантированным допуском превышают диаметры профильных окружностей зубьев, центры образующих совпадают с осями отверстий сепараторов. Роликам в некотором ограниченном пространстве вне зацепления обеспечивается четыре степени свободы. Ограничения накладываются упругими демпферами, установленными в отверстиях сепараторов, удерживающих ролики в заданном положении. Такая установка позволяет роликам свободно обкатываться по поверхностям зубьев солнечного колеса и сателлита [1, 2] (рис. 1, 2)

В процессе зацепления происходят относительные перемещения несущих элементов. Это сопровождается износом, энергетическими потерями, связанными с рядом факторов конструктивного характера и условиями смазки. Установим количественную связь изменения углов, определяющих положения точек контакта на профилях зубьев сателлита $\Delta\Theta_1$ и солнечного колеса $\Delta\Theta_2$ от угла поворота ведущего вала. Разность приращений углов $\chi = \Delta\Theta_1 - \Delta\Theta_2$ определяет угловой интервал скольжения нулевого ролика в зацеплении χ до переключения и после переключения на первый ролик $\chi^* = \Delta\Theta_1^* - \Delta\Theta_2^*$ (табл. 1)

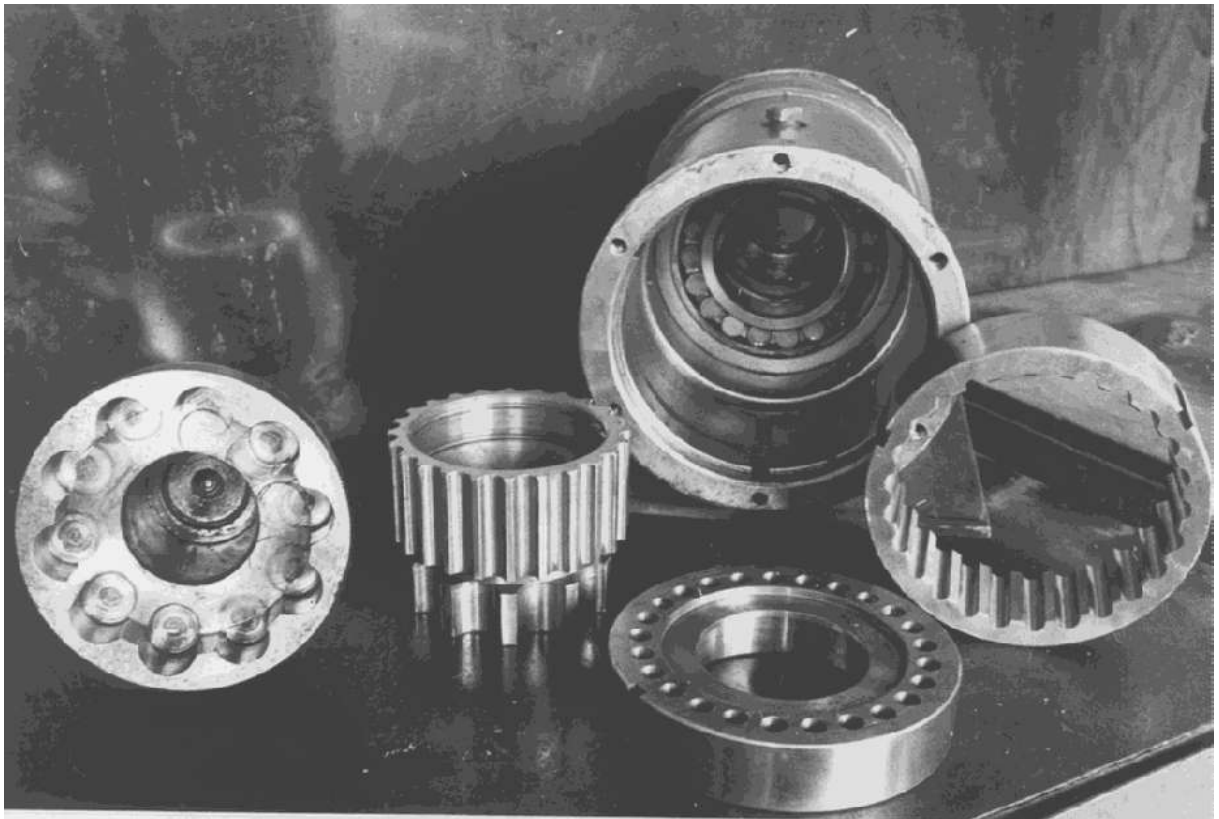


Рис. 1 Экспериментальный редуктор с промежуточными телами качения ПК-125 в разборе: масса редуктора 60 кг; $i = 24$; номинальный крутящий момент на тихоходном валу 1500 Нм

Таблица 1

Относительные перемещения элементов зацепления

| Интервалы изменения угла φ° | $\Delta\Theta_1^\circ$ | $\Delta\Theta_2^\circ$ | χ° | $\Delta\Theta_1^{*\circ}$ | $\Delta\Theta_2^{*\circ}$ | $\chi^{*\circ}$ |
|---|------------------------|------------------------|--------------|---------------------------|---------------------------|-----------------|
| 0...2,4 | 0,5405 | 0,4417 | 0,0988 | -2,2686 | -2,3780 | 0,1094 |
| 2,4...4,8 | 1,4781 | 1,3854 | 0,0927 | -1,3859 | -1,4918 | 0,1059 |
| 4,8...7,2 | 2,3554 | 2,2662 | 0,9892 | -0,4350 | -0,5374 | 0,1024 |

Рассмотрим равновесное состояние сателлита с приложенной системой внешних сил и опорных реакций. На оси сателлита в центре O_1

приложена равнодействующая \bar{R}_1 системы сходящихся сил со стороны подшипников, установленных на эксцентриковой шейке входного вала. Со стороны выходного вала на сателлит действует главный вектор \bar{R}_2 приложенный на оси редуктора в центре O_2 и главный момент M сил сопротивления. В зацеплении сателлита действует нормальная реакция \bar{N} со стороны ролика и сила трения $F_{тр}$, возникающая в результате скольжения ролика относительно зуба. Направление сил трения можно установить по рис. 1, где точка K зуба сателлита соответствует исходному положению точки контакта, а сила трения $F_{тр}$, в точке контакта M , действующая на зуб сателлита со стороны ролика, имеет одинаковое направление с возможным скольжением ролика по зубу сателлита. Сила трения $\bar{F}_{тр}$ направлена противоположно относительному скольжению.



Рис. 2 Нарезка круговых зубьев на станке MAAG SH 450/500

Рассмотрим условия равновесия сателлита, воспринимающего постоянную нагрузку с ведомого вала M_2 (рис. 3)

$$\sum M_{O_2} = 0, \quad M_1 + R_1 \cdot h^* - N \cdot h_1 - Fh_2 = 0. \quad (1)$$

Момент силы \bar{R}_1 относительно центра O_2 равен вращательному моменту M_1 на ведущем валу редуктора

$$M_1 = R_1 \cdot h^*, \quad (2)$$

а сила трения скольжения $F = fN$, где f – коэффициент трения скольжения.

Подставим значения (2) в равенство (1)

$$M_2 - M_1 - N \cdot h_1 + fh_2 = 0 \quad (3)$$

и определим сумму работ моментов сил, действующих на сателлит в пределах некоторого малого угла поворота ведущего вала $\Delta\varphi$, соответствующего зацеплению нулевого ролика

$$M_1\Delta\varphi - M_2\Delta\psi - fr_1\chi N = 0. \quad (4)$$

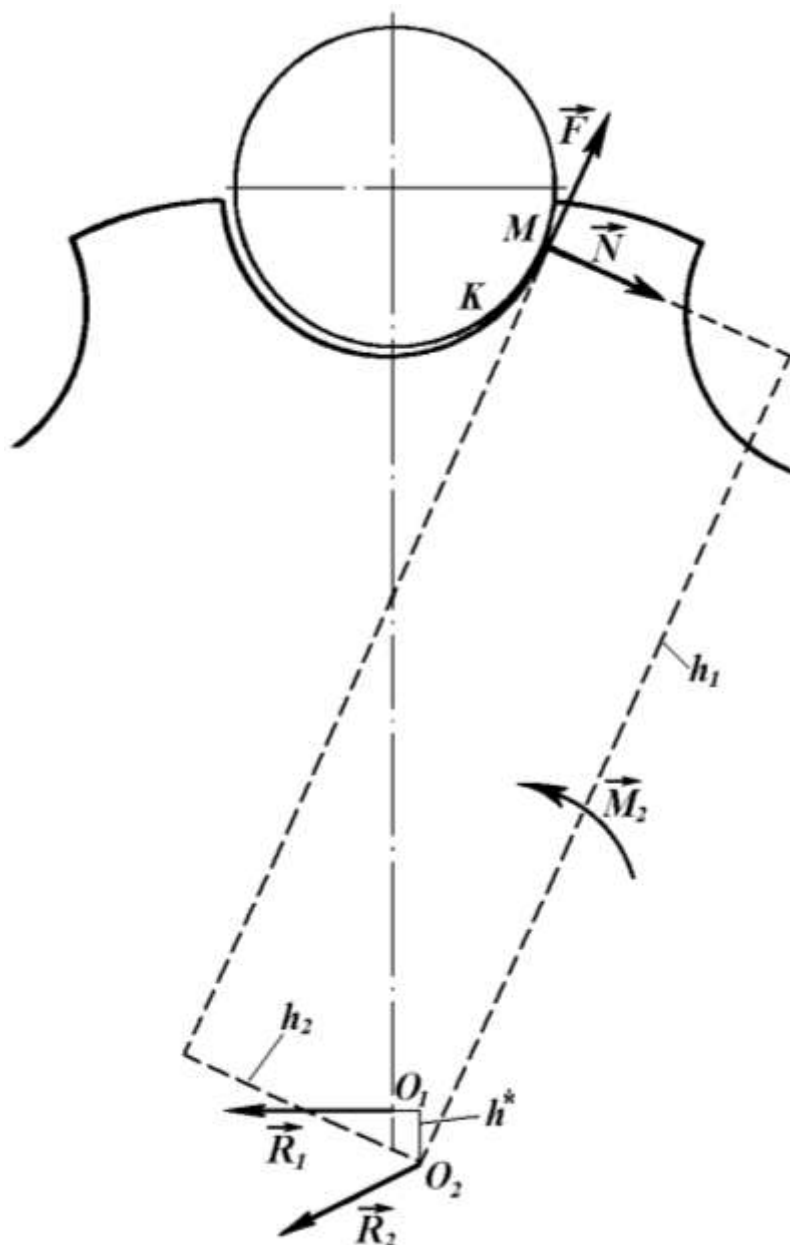


Рис. 3 Равновесное состояние сателлита под действием внешних сил и опорных реакций

После включения в зацепление первого ролика в выражении (4) изменятся значения входящих в него линейных и угловых параметров, т.е.

$$h_1 \rightarrow h_1^*, \quad h_2 \rightarrow h_2^*, \quad \Delta\psi \rightarrow \Delta\psi^*, \quad \chi \rightarrow \chi^*. \quad (5)$$

Рассматривая совместно выражения (3) и (4), исключим силу N и установим соотношение между крутящими моментами на ведущем и ведомом валах редуктора для зацепления нулевого ролика

$$\frac{M_1 + M_2}{M_1 \cdot \Delta\varphi - M_2 \Delta\psi} = \frac{h_1 + fh_2}{fr_1\chi}. \quad (6)$$

Из соотношения (6) определяется крутящий момент на ведущем валу редуктора через момент сил сопротивления, когда в зацеплении участвует нулевой ролик

$$M_1 = \frac{fr_1\chi + N_{1-} + fh_2 \Delta\psi}{N_{1-} + fh_2 \Delta\varphi - fr_1\chi} \cdot M_2. \quad (7)$$

После переключения зацепления на первый ролик соотношение (7) преобразуется с учетом условий (5)

$$M_1 = \frac{fr_1\chi^* + N_{1-}^* + fh_2^* \Delta\psi^*}{N_{1-}^* + fh_2^* \Delta\varphi + fr_1\chi^*} \cdot M_2. \quad (8)$$

Величина энергетических потерь в зацеплении изменяются циклически, в соответствии с углом поворота ведущего вала $2\pi/Z_2$. Уровень потерь определяется отношением работ крутящих моментов на ведомом и ведущем валах редуктора. Крутящий момент на ведущем валу переменный, а на ведомом – постоянный. Разобьем крутящий момент M_1 приложенный к ведущему валу на n частей в пределах значения угла

$$\varphi = 0 \dots 2\pi/Z_2 \text{ с интервалом } \Delta\varphi = 2\pi/Z_2. \text{ В каждом интервале } \Delta\varphi$$

крутящий момент на ведущем валу считаем постоянным.

Работа A_1 крутящего момента M_1 , приложенного к ведущему валу редуктора за цикл изменения угла $\varphi = 0 \dots 2\pi/Z_2$, определяется суммированием работ на каждом интервале $\Delta\varphi$

$$A_1 = \sum_{i=1}^n M_{1i} \Delta\varphi. \quad (9)$$

Работа A_2 крутящего момента M_2 приложенного к ведомому валу редуктора

$$A_2 = M_2 \frac{2\pi}{uZ_2}. \quad (10)$$

КПД редуктора определяется отношением работ A_2 и A_1

$$\eta = \frac{n \cdot M_2}{U \sum_{i=1}^n M_{1i}}. \quad (11)$$

С учетом значений (7) и (8) определяется КПД кругового зацепления редуктора за цикл, соответствующий углу поворота ведущего вала $2\pi/Z_2$

$$\eta = \frac{n}{2U} \left\{ \sum_{i=1}^{n/2} \left[\frac{\tilde{N}_{1i} + fh_{2i} \Delta\varphi + fr_1\chi_i}{fr_1\chi_i + \tilde{N}_{1i} + \tilde{f}\tilde{h}_{2i} \Delta\varphi_1} \right] + \sum_{i=n/2}^n \left[\frac{\tilde{N}_{1i}^* + fh_{2i}^* \Delta\varphi + fr_1\chi_i^*}{fr_1\chi_i^* + \tilde{N}_{1i}^* + \tilde{f}\tilde{h}_{2i}^* \Delta\varphi_2^*} \right] \right\}. \quad (12)$$

где $\tilde{h}_{1i} = 0.5 N_{1-1} + h_{1i}$, $\tilde{h}_{2i} = 0.5 N_{2-1} + h_{2i}$, $\tilde{h}_{1i}^* = 0.5 N_{1-1}^* + h_{1i}^*$, $\tilde{h}_{2i}^* = 0.5 N_{2-1}^* + h_{2i}^*$ – средние значения плеча нормальной реакции N и плеча силы трения $F_{тр}$, соответствующие каждому углу поворота ведущего вала $\Delta\varphi = 2\pi/nZ_2$. Определим текущие значения плеч h_{1i} , h_{2i} , h_{1i}^* , h_{2i}^* ,

$$h_{1i} = R_3 \sin \Theta_{1i} + e \cdot \sin \Theta_i - \varphi, \quad (13)$$

$$h_{2i} = R_3 \cos \Theta_{1i} + \cos \Theta_i - \varphi - r_1, \quad (14)$$

$$h_{1i}^* = R_3 \sin \Theta_{1i} + e \sin \left(\frac{\pi}{z_2} - \varphi + \Theta_i^* \right), \quad (15)$$

$$h_{2i}^* = R_3 \cos \Theta_{1i} + e \cos \left(\frac{\pi}{z_2} - \varphi + \Theta_i^* \right) - r_1. \quad (16)$$

Определим энергетические потери в зацеплении экспериментального редуктора ПК-125, линейные размеры в мм: $z=7$, $r_1=7,25$, $e=3,3$, $R_1=77,7$, $R_2=82,5$, $R_3=79,377$. Число зубьев $z_1=24$, $z_2=25$; коэффициент трения скольжения $f=0,1$, шаг угла поворота входного вала $\Delta\varphi=2,4^\circ$ (рис. По формулам (13—16) определим текущие значения плеч h_{1i} , h_{2i} , h_{1i}^* , h_{2i}^*

Таблица 2

Текущие значения плеч моментов сил приложенных к сателлиту относительно общей оси передачи

| φ° | h_{1i} , мм | h_{2i} , мм | h_{1i}^* , мм | h_{2i}^* , мм |
|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|
| 0 | 58,336 | 51,336 | 62,634 | 46,675 |
| 2,4 | 58,786 | 50,881 | 60,363 | 49,437 |
| 4,8 | 60,161 | 49,444 | 58,885 | 50,780 |
| 7,2 | 62,336 | 47,022 | 58,336 | 51,336 |

Средние значения плеч (мм): $\tilde{h}_{11}=58,561$, $\tilde{h}_{12}=59,474$, $\tilde{h}_{13}=61,249$, $\tilde{h}_{21}=51,109$, $\tilde{h}_{22}=50,162$, $\tilde{h}_{23}=48,233$, $\tilde{h}_{11}^*=61,498$, $\tilde{h}_{12}^*=59,624$, $\tilde{h}_{13}^*=58,611$, $\tilde{h}_{21}^*=48,056$, $\tilde{h}_{22}^*=50,109$, $\tilde{h}_{23}^*=51,058$.

Приращения углов поворота сателлита $\Delta\psi_i$ (град): $\Delta\psi_1 = 0,09895$, $\Delta\psi_2=0,09271$, $\Delta\psi_3=0,08915$, $\Delta\psi_1^* = 0,10931$, $\Delta\psi_2^* = 0,10589$, $\Delta\psi_3^* = 0,10244$.

Коэффициент полезного действия, учитывающий потери на трение в зацеплении, определяется выражением (12).

В передаче с промежуточными телами качения редукция может быть одной или двухступенчатой. При двухступенчатой редукции потери на трение в зацеплениях обеих ступеней можно считать одинаковыми. Если принимать во внимание только потери на трение скольжение в зацеплениях при двухступенчатой редукции, то КПД передачи составит $\eta_0 = \eta^2 = 0,98$. Здесь не учтены потери на преодоление сопротивления смазки при перемешивании, потери на трение роликов о сепараторы, проскальзывание роликов из-за перекоса их осей, потери на трение качения роликов, так как они малы по отношению к энергетическим потерям роликов от проскальзывания в зацеплении.

Энергетические потери в редукторе с механизмом параллельных кривошипов

Вторая ступень циклоидальных редукторов, выпускаемых рядом зарубежных фирмам, выполняется в форме механизма параллельных кривошипов. Этот механизм трансформирует планетарное движение сателлитов во вращательное движение ведомого вала с передаточным отношением равным единице [3, 4].

Вторая ступень в редукторах Sm-Cyclo содержит диск, выполненный совместно с ведомым валом, на котором консольно расположены цевки. На двух сателлитах, установленных в противофазе, выполнены окна, непрерывно взаимодействующие с цевками. Окружности центров, на которых расположены цевки и окна одинаковы и имеют радиус R (рис. 4). Диаметры окон больше диаметров цевок на величину удвоенного эксцентриситета сателлитов. Сообщим ведущему валу вращательное движение с угловой скоростью $\omega_1 = \dot{\varphi}$. Угловую скорость сателлита считаем равной угловой скорости ведомого вала ψ . Определим положение точки контакта цевки с окном. Из точки O_2 , лежащей на оси редуктора и совпадающей с осью ведомого вала, проведем луч под углом $(\varphi + \psi)$ к вертикали. За вертикаль принята линия отсчета углов, совпадающая с направлением эксцентриситета сателлитов в исходном положении, повернутая на угол φ в обратном направлении (рис. 5).

Отложим на этом луче отрезок $O_2O_1=e$. Из центров O_2 и O_1 проводим лучи под углом β_i к вертикали, отсчитывая угол β_i в противоположном направлении к углу φ причем $\beta_i = 360/n \cdot i$, где n – число цевок, $0 \leq i \leq \frac{n}{2} - 1$.

Тогда $0 \leq \beta \leq \pi \frac{n-2}{n}$. На лучах откладываем отрезки, равные R , концы которых указывают соответствующие центры C_2 и C_1 цевки и окна. Из этих центров проводим окружности радиусами цевки r_c и окна r_o , с точкой контакта Q . При известных скоростях φ , ψ можно определить положение мгновенного центра скоростей сателлита. Центр сателлита O_1 имеет скорость $V_{O1} = \omega_1 \cdot e$.

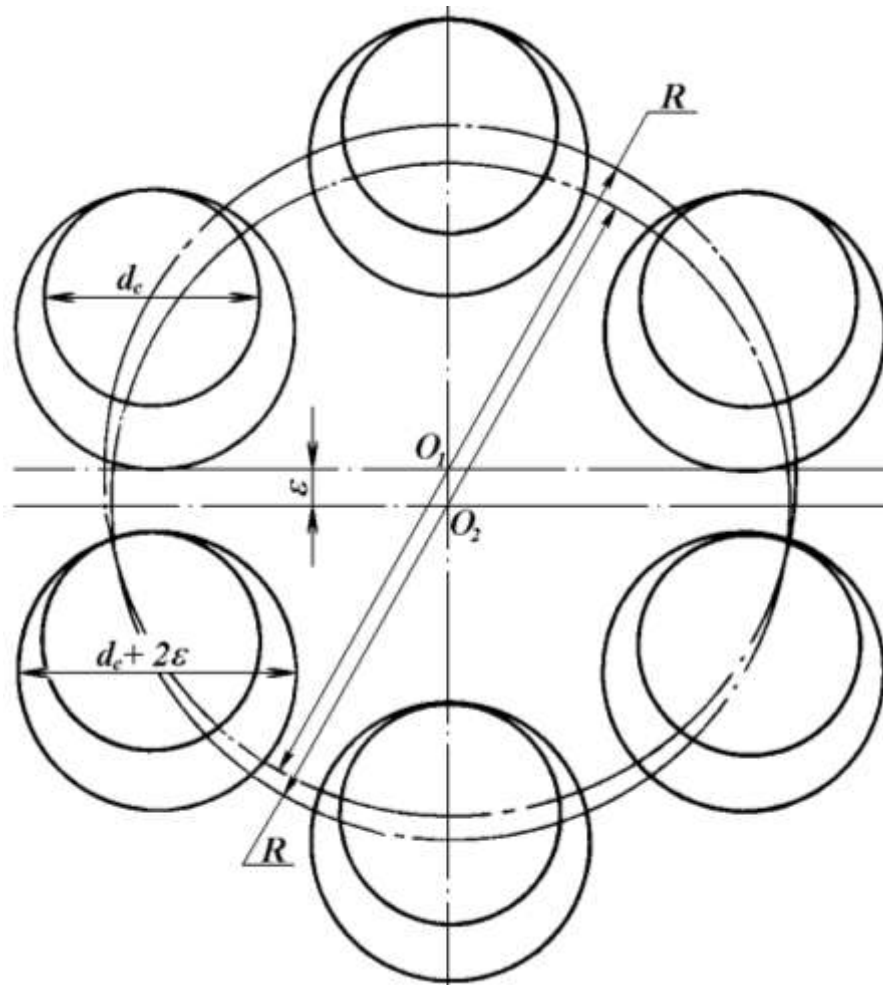


Рис. 4. Кинематическая схема второй ступени редуктора Sm-Cyclo
 Расстояние до мгновенного центра скоростей сателлита O_1P

$$O_1P = \frac{V_{O1}}{\psi} = U \cdot e$$

Скорости точек контакта Q , принадлежащие сателлиту V_{Q1} и цевке V_{Q2}

$$V_{Q1} = P \cdot Q \cdot \psi, \quad (17)$$

$$V_{Q2} = O_2 \cdot Q \cdot \psi. \quad (18)$$

Определим скорости i -го окна с i -ой цевкой в точке контакта Q_i (рис. 6). Скорость \bar{V}_{Q2i} точки контакта i -ой цевки составлена из суммы векторов скорости центра цевки C_{2i} , \bar{V}_{2i} и скорости \bar{V}'_{2i} точки Q_i , принадлежащей цевке, вокруг центра C_{2i}

$$\bar{V}_{Q2i} = \bar{V}_{2i} + \bar{V}'_{2i}. \quad (19)$$

Скорость \bar{V}_{Q1i} точки контакта i -го окна Q_i равна геометрической сумме скоростей центра сателлита O_1 , \bar{V}_{O1} центра окна C_{1i} вокруг центра сателлита O_1 и точки контакта Q_i , принадлежащей окну, вокруг центра C_{1i}

$$\bar{V}_{O1i} = \bar{V}_{11} + \bar{V}_{1i} + \bar{V}'_{1i}. \quad (20)$$

$$\bar{V}_{1i} = \bar{V}_{2i}, \quad V_{O1} = \dot{\phi} \cdot \varepsilon, \quad V'_{1i} = \dot{\psi} \frac{d_c}{2}, \quad V'_{2i} = \dot{\psi} \left(\frac{d_c}{2} + \varepsilon \right).$$

Относительная скорость скольжения $V_{\tau i}$ $i^{\text{ой}}$ цевки в окне сателлита
 $V_{\tau i} = (\bar{V}_{Q_{1i}} - \bar{V}_{O_{2i}})_{\tau} = \varepsilon(u+1) \cdot \dot{\psi}$. (21)

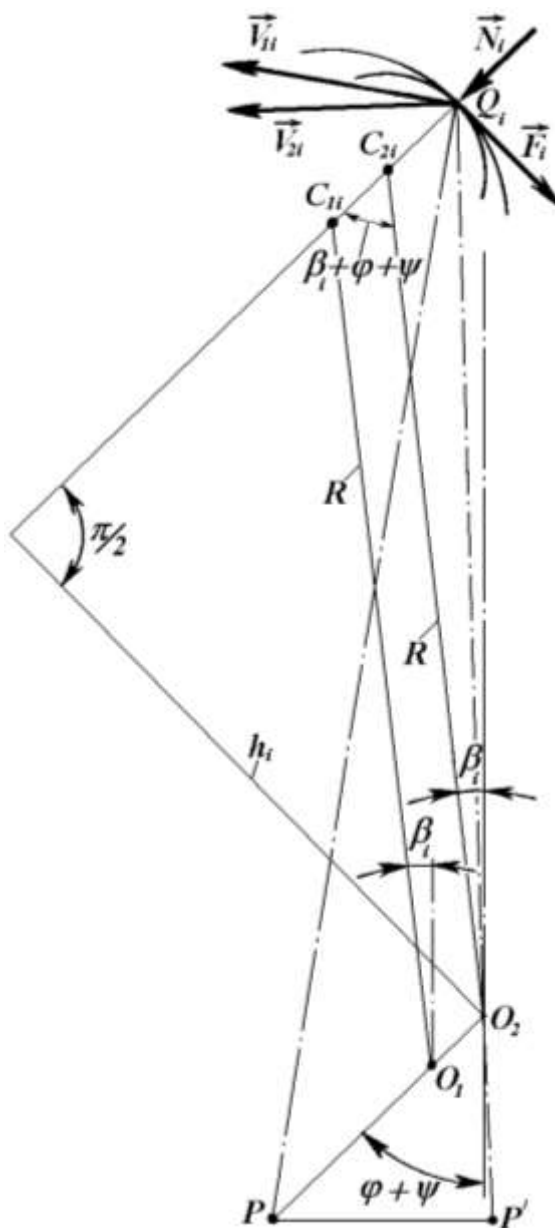


Рис. 5 Определение энергетических потерь в контакте цевки с окном сателлита

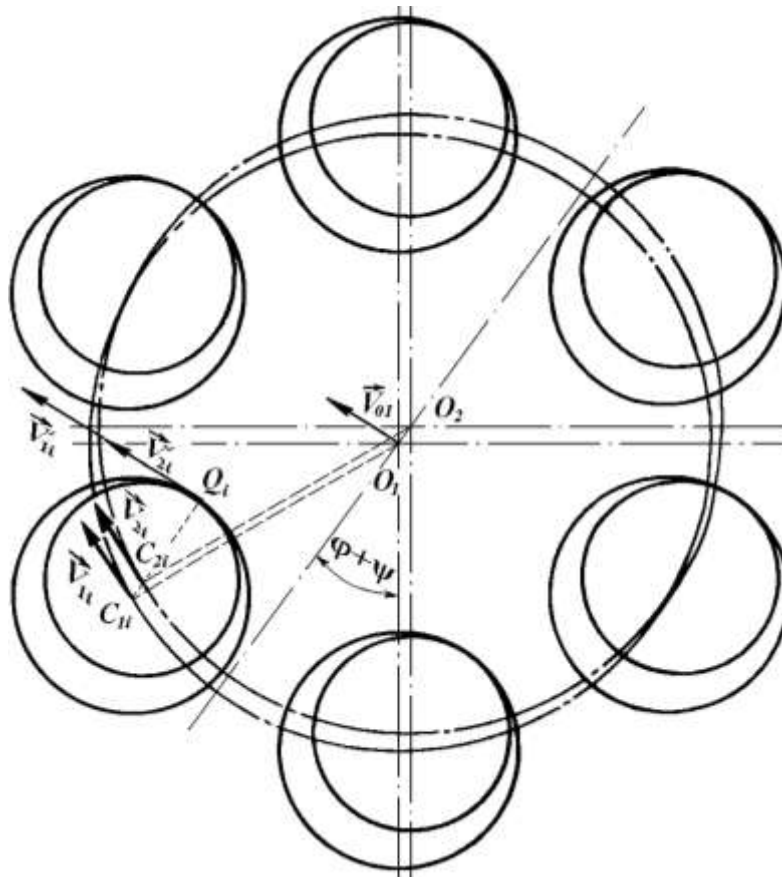


Рис. 6 Определение скорости относительно проскальзывания i -ой цевки в окне сателлита

Сравнивая правые части выражений (19) и (20), можно записать

На величину энергетических потерь второй ступени влияют не только скорости относительного скольжения цевок в окнах сателлитов, но и характер распределения усилий между цевками ведомого вала. Считаем, что жесткость сателлитов с окнами и ведомого вала с основанием, где консольно установлены цевки, во много раз превышает жесткость цевок, которые можно считать консольно заземленными балками с нормально приложенной нагрузкой по отношению к оси, т. е. $N_i = K \cdot \Delta_i$, где N_i – нормальное усилие приложенное к свободному концу цевки, K – изгибная жесткость цевки, Δ_i – прогиб.

Отношение нормальных усилий N_1 и N_0 , приложенных к различным цевкам, пропорционально их прогибам, которые в свою очередь пропорциональны величине соответствующих плеч h_i и h_0 крутящих моментов создаваемых усилиями N_1 и N_0 относительно оси редуктора

$$\frac{N_i}{N_0} = \frac{\Delta_i}{\Delta_0} = \frac{h_i}{h_0}, \text{ откуда}$$

$$N_i = \frac{h_i}{h_0} N_0. \quad (22)$$

Момент M , передаваемый цевками на ведомый вал

$$M = \sum_{i=0}^{n/2-1} N_i h_i = \frac{N_o}{h_o} \cdot \sum_{i=0}^{n/2-1} h_i^2. \quad (23)$$

Выражение (22) перепишем с учетом равенства (23)

$$N_i = \frac{M \cdot h_i}{\sum_{i=0}^{n/2-1} h_i^2}. \quad (24)$$

Величина плеча h_i определяется из рис. 3

$$h_i = R \sin (\varphi + \psi + \beta_i), \quad (25)$$

$$\sum_{i=0}^{n/2-1} h_i^2 = R^2 \sum_{i=0}^{n/2-1} \sin^2 (\varphi + \psi + \beta_i) = \frac{n \cdot R^2}{4}. \quad (26)$$

В выражение (24) подставим значения (25) и (26)

$$N_i = \frac{4M}{n \cdot R} \sin (\varphi + \psi + \beta_i). \quad (27)$$

Сила трения в контакте $i^{\text{ой}}$ цевки с окном сателлита

$$F_i = \frac{4fM}{nR} \sin (\beta_i + \psi (U + 1)). \quad (28)$$

Мощность потерь P_i в контакте $i^{\text{ой}}$ цевки с окном сателлита

$$P_i = F_i V_{\bar{a}} = \frac{4fM}{nR} e (U + 1) \sin (\beta_i + \psi (U + 1)) \bar{\psi}. \quad (29)$$

Элементарная работа dA_i силы трения

$$dA_i = P_i dt = \frac{4fe(U + 1) \cdot M}{n \cdot R} \sin (\psi (U + 1) + \beta_i) \bar{d}\psi. \quad (30)$$

Продолжительность цикла работы в контакте цевки с окном сателлита составляет $\frac{2\pi}{U + 1}$ рад. Работа A_i силы трения F_i за цикл составит

$$A_i = \frac{4fe(U + 1) M}{n \cdot R} \int_0^{2\pi/(U+1)} \sin (\psi (U + 1) + \beta_i) \bar{d}\psi. \quad (31)$$

Выполним подстановку с изменением пределов интегрирования

$\varphi = \psi (U + 1), \psi = 0 \rightarrow \varphi = 0, d\psi = \frac{1}{U + 1} d\varphi, \psi = \frac{2\pi}{U + 1} \rightarrow \varphi = 2\pi$ и получим

$$A_i = \frac{4f\varepsilon M}{nR} \int_0^{2\pi} \sin (\varphi + \beta_i) d\varphi. \quad (32)$$

Обозначим $\varphi + \beta_i = \chi$, $d\varphi = d\chi$. При этом $\varphi = 0 \rightarrow \chi = \beta_i$; $\varphi = 2\pi \rightarrow \chi = \beta_i + 2\pi$.

С учетом принятых обозначений перепишем выражение (32)

$$A_i = \frac{4f\varepsilon M}{nR} \int_{\beta_i}^{\beta_i + 2\pi} \sin \chi d\chi = \frac{8f\varepsilon M}{nR} \int_0^{\pi} \sin \chi d\chi = \frac{16f\varepsilon M}{nR}. \quad (33)$$

Работа сил трения в контакте каждой цевки с окном сателлита за цикл $\frac{2\pi}{U+1}$ рад. одинакова. Поэтому полная работа сил трения всех цевок

A_τ в $\frac{n}{2}$ раз больше, чем A_i по формуле (33), где $\frac{n}{2}$ – число одновременно работающих цевок

$$A_\tau = \frac{8f\varepsilon M}{R}. \quad (34)$$

Работа A постоянного момента сил M за цикл $\frac{2\pi}{U+1}$ составляет

$$A = M \frac{2\pi}{U+1}. \quad (35)$$

Оценим КПД второй ступени циклоидального редуктора. Без учета других потерь, он определяется на основании выражений (34) и (35)

$$\eta = 1 - \frac{A_\tau}{A} = 1 - \frac{4f\varepsilon(U+1)}{\pi R}. \quad (36)$$

Из полученного выражения (36) следует, что при условии

$$\frac{4f\varepsilon(U+1)}{\pi R} \geq 1 \quad (37)$$

имеет место заклинивание редукторов типа Sm-Cyclo. На КПД редуктора отрицательное действие оказывает коэффициент трения скольжения f , объединяющий влияние силовых и кинематических факторов. Эксцентриситет в совокупности с передаточным отношением определяют кинематические факторы, влияющие на энергетические потери. С увеличением эксцентриситета редуктора ε и передаточного отношения U возрастает скорость относительного скольжения цевок вдоль окон сателлитов. Увеличение радиуса R , на котором расположены центры окон сателлитов и цевок, при постоянном крутящем моменте M , снижает величину нормальных усилий в контакте цевок с окнами сателлитов, что уменьшает работу сил трения и способствует повышению КПД редуктора. Радиус R не влияет на кинематические параметры в контакте цевок с окнами сателлитов. Число цевок n не оказывает действия на величину энергетических потерь в контакте цевок с окнами сателлитов.

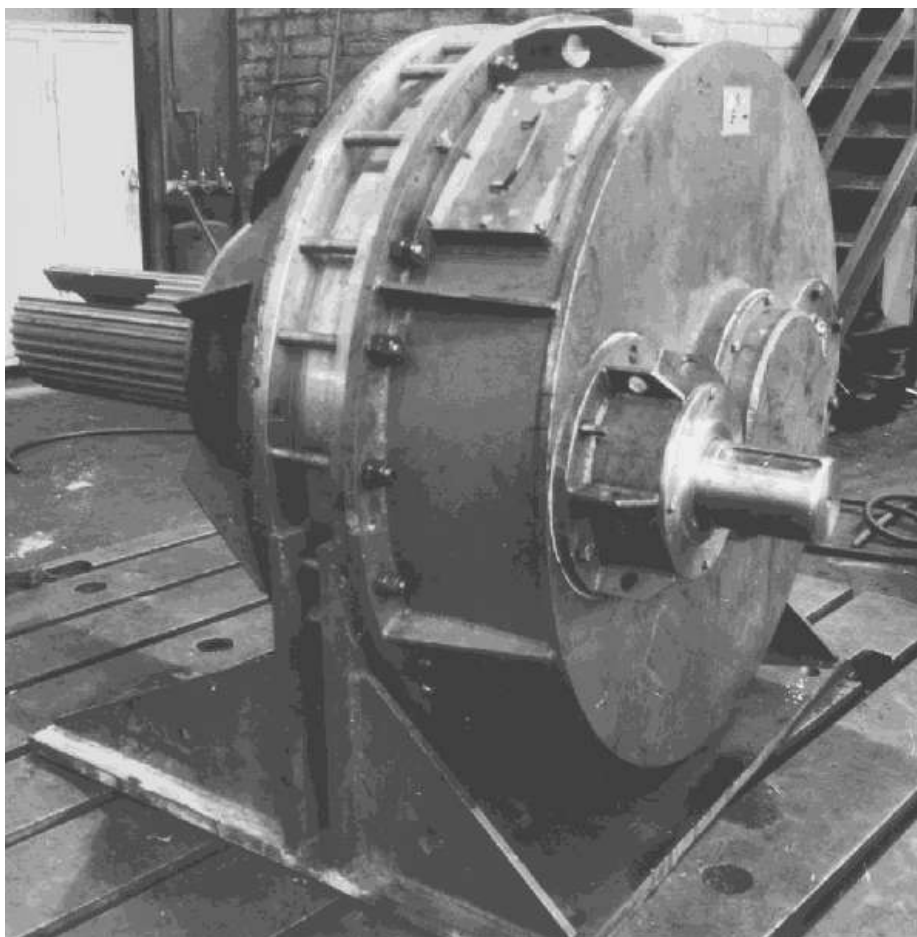


Рис.7 Редуктор с промежуточными телами качения привода классификатора: $N = 30$ кВт; $u = 275$

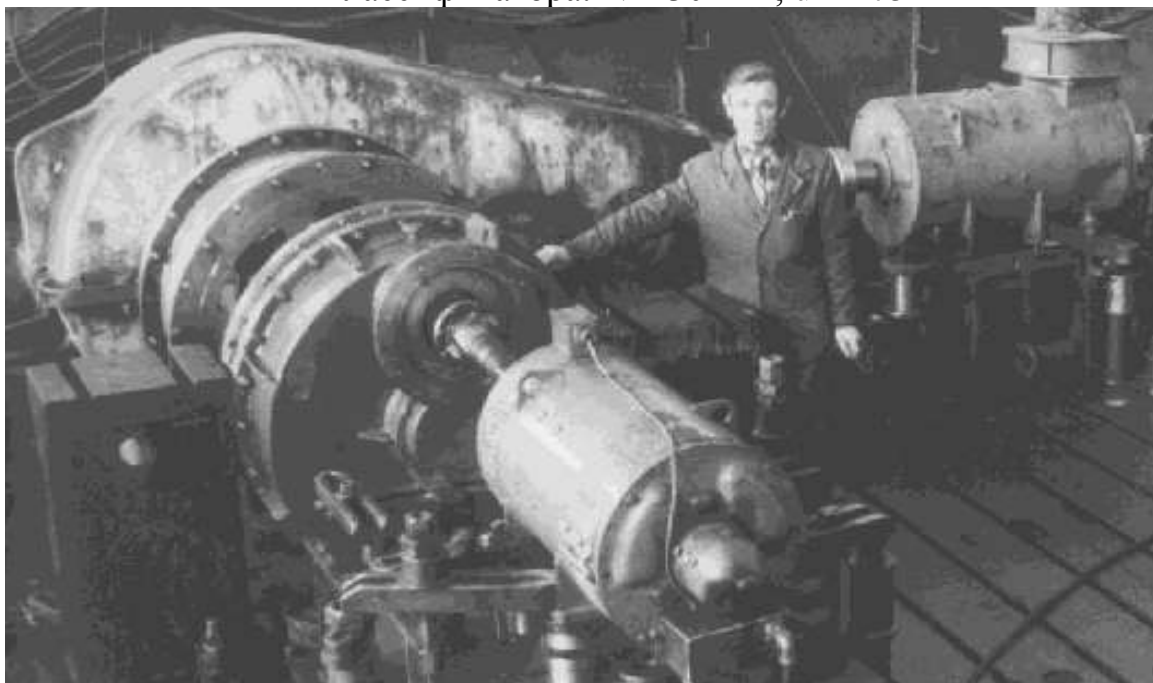


Рис.

8 Стенд для испытания редукторов с промежуточными телами качения приводов классификаторов

Если энергетические потери в первой ступени редуктора определить по формуле (12), а во второй – по формуле (36), то общий КПД редуктора с

механизмом параллельных кривошипов во второй ступени η_0 определится произведением выражений (12) и (36)

$$\eta_0 = \left\{ \frac{n}{2U} \sum_{i=1}^{n/2} \left[\frac{(\tilde{h}_{1i} + fh_{2i}) \Delta\varphi + fr_1 + \chi_i}{fr_1\chi_i + (\tilde{h}_{1i} + f\tilde{h}_{2i}) \Delta\psi_i} \right] + \right. \\ \left. + \sum_{i=n/2}^n \left[\frac{(\tilde{h}_{1i} + f\tilde{h}_{2i}) \Delta\varphi + fr_1\chi_i^*}{fr_1\chi_i^* + (\tilde{h}_{1i}^* + f\tilde{h}_{2i}^*) \Delta\psi_i^*} \right] \right\} \left[1 - \frac{4f\varepsilon(U+1)}{\pi R} \right]. \quad (38)$$

Для редуктора с параметрами $\varepsilon = 3,3$, $R = 72,5$ мм, $U = 24$, $f = 0,1$ общий КПД согласно выражению (38) составит $\eta_0 = 0,847$. Если варьировать передаточным отношением U , не изменяя другие параметры, входящие в выражение (37), то заклинивание редуктора произойдет при передаточном отношении $U \geq 172$. Следует отметить, что энергетические потери в первой ступени редуктора не оказывают практического влияния на процесс заклинивания циклоидального редуктора (рис. 7, 8).

Новое зацепление имеет выпукло-вогнутый контакт упругих промежуточных тел качения с сопряженными конформными поверхностями, обеспечивающими высокую нагрузочную способность по контактным напряжениям, способствует образованию устойчивого упругого гидродинамического масляного клина, снижает износ активных поверхностей и энергетические потери во внутреннем зацеплении. Малая высота круговых зубьев (в 2,25 раза меньше высоты эвольвентных зубьев) во много раз повышает их изгибную прочность. Упругость промежуточных тел качения обеспечивает многопоточность передачи крутящего момента за счет одновременного участия в работе до 25...30% роликов, повышает общую несущую способность разработанного зацепления. Упругие ролики значительно снижают динамическую активность зацепления и шумовой эффект.

На основании выполненных исследований определены потери в зацеплении высших кинематических пар редуктора с промежуточными телами качения. Дан анализ конструктивных и геометрических параметров, влияющих на энергетические потери механизма параллельных кривошипов - вторую ступень циклоидальных редукторов Sm-Cyclo. КПД таких редукторов снижается с увеличением эксцентриситета установки сателлитов и передаточного отношения.

Список литературы: 1. Стрельников В.Н. Планетарный редуктор. Авт. свид. СССР, № 1404708, 1988г. 2. Стрельников В. Н. Планетарный редуктор. Авт. свид. СССР. № 1482317, 1989г. 3. Räder laufen im Getriebe um. Das Toroidgetriebe übersetzt Drehmomente in einer Stufe. "VDI-Nachr." 1979, 33, № 21, 33. 4. Заявка ФРГ, № 283973, 17.08.1978г.