

УДК 621.831

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД И ОСЕВЫХ СИЛ В КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ

The results of research of the basic power losses and EFFICIENCY of wave gears with the disk generator of waves representing in practice large harmonic drives are reduced built-in in ore mining, metallurgical etc. the equipment emitted by joint-stock company "Novo-Kramatorsk Machine-Building Works".

Приведены результаты исследования основных энергетических потерь и КПД волновых зубчатых передач с дисковым генератором волн, представляющих на практике крупные волновые редуктры, встроенные в горно - рудное, металлургическое и др. оборудование, выпускаемое акционерным обществом «Ново - Краматорский машиностроительный завод».

Эксплуатация волновых зубчатых передач показывает, что значительные потери энергии происходят в зубчатом зацеплении и генераторе волн [1, 2]. Сложность процессов, протекающих в высших кинематических парах волновой зубчатой передачи, обуславливает отсутствие достоверной методики расчёта её энергетических потерь[3, 4].

Повышенные энергетические потери в волновом зубчатом зацеплении определяются двумя факторами: большой протяжённостью поля зацепления, удаляющей контактирующие зубья от полюса зацепления, повышая их скорости скольжения; интерференцией зубьев второго рода, возникающей в результате малой разности зубьев во внутреннем зацеплении, а также сложной деформации изгиба и закручивания гибкого колеса под нагрузкой. Крайним проявлением интерференции при высоких нагрузках, является проскок зубьев [5].

Для определения мощности энергетических потерь в деформированном зубчатом зацеплении волновой передачи принимается, что скорость скольжения зубьев постоянна и равна половине их максимальной скорости скольжения. На основании осциллограммы нагрузки контрольного зуба (рис. 1), определяется мощность энергетических потерь в зубчатом зацеплении P_f

$$P_f = \frac{i \cdot f \cdot \omega_1 \cdot M_1 \sin \frac{\beta_0}{4}}{\cos \alpha}, \quad (1)$$

где i - коэффициент, учитывающий влияние интерференции зубьев второго рода на мощность энергетических потерь в зацеплении; f - коэффициент трения в зацеплении; α - угол профиля исходного контура зубьев; ω_1 - частота вращения вала генератора волн; M_1 - крутящий момент на валу генератора волн; β_0 - протяжённость поля зубчатого зацепления.

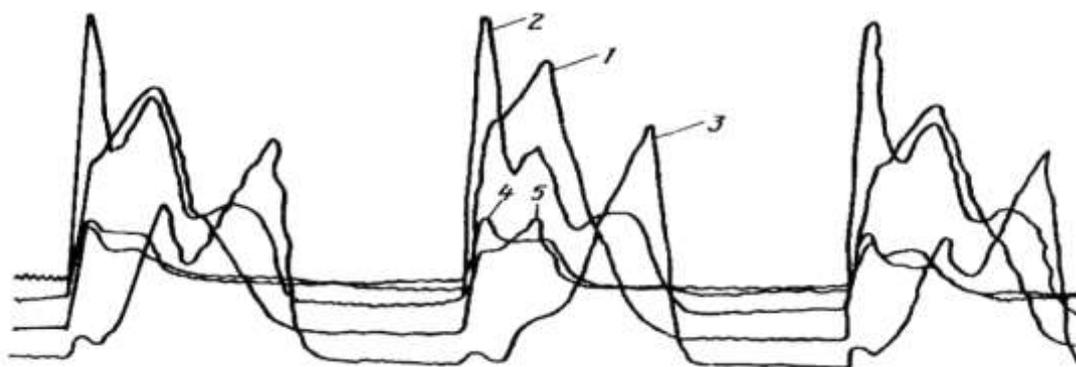


Рис. 1 – Осциллограмма деформации локализованных элементов зуба жесткого колеса при нагрузочном моменте $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Н-м и частотой вращения вала генератора волн $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$: 1, 2, 3, 4, 5 - номера тензорезисторов, расположенных последовательно от переднего торца по ширине зубчатого венца

Мощность потерь в зубчатом зацеплении волновых передач редукторов перефутеровки рудоразмольной *мельницы* P_{Lf} (рис. 2) и поворота передвижного *миксера* P_{kf} (рис. 3), определяются по формуле (1), при коэффициентах трения в зацеплении $f_1 = 0,08$, $f_2 = 0,1$, частоте вращения генератора волн $\omega_i = 78,5 \text{ с}^{-1}$ и крутящих моментах на валу генератора волн мельницы $M_{Li} = 2600 \text{ Нм}$ и миксера $M_{ki} = 1880 \text{ Нм}$: $P_{ui} = 6946 \text{ Вт}$, $P_{ui} = 8683 \text{ Вт}$; $P_{Lfi} = 10029 \text{ Вт}$, $P_{LC} = 12536 \text{ Вт}$. При: $\omega_i = 13,8 \text{ с}^{-1}$; $f_1 = 0,08$ и $f_2 = 0,1$; $M_{bi} = 1880 \text{ Нм}$ - мощность потерь в зубчатом зацеплении волновой передачи *миксера* $P_{ш} = 1221 \text{ Вт}$, $P_{ш} = 1526 \text{ Вт}$.

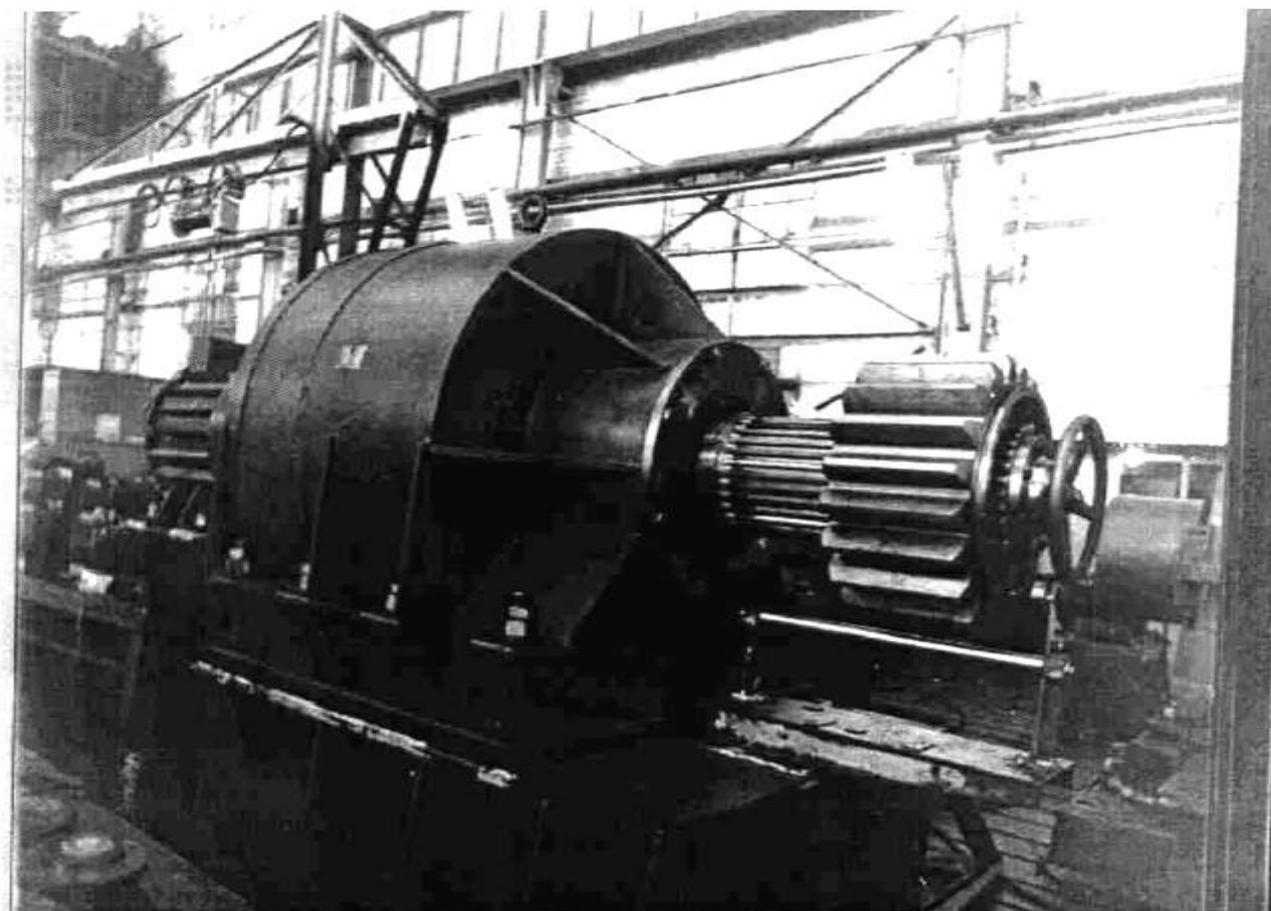


Рис. 2 – Волновой зубчатый редуктор привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500x7500 объемом 160 м^3 , массой загружаемой руды 220т

КПД зубчатого зацепления волновой передачи миксера η_{kz} и мельницы η_{Lz} , при различных коэффициентах трения $f_1 = 0,08$ и $f_2 = 0,1$: $\eta_{kz} = \eta_{Lz} = 0,95$; $1U2 =$

$\eta_2 \sim 0,94$. При отсутствии интерференции зубьев ($i = 1$), КПД волнового зубчатого зацепления возрастает: $\eta_{k1} = \eta_{L1} = 0,96$; $\eta_{k2} = \eta_2 = 0,95$. Это возможно для мало нагруженных волновых передач с узкими зубчатыми венцами, правильно рассчитанными и точно выполненными размерами.

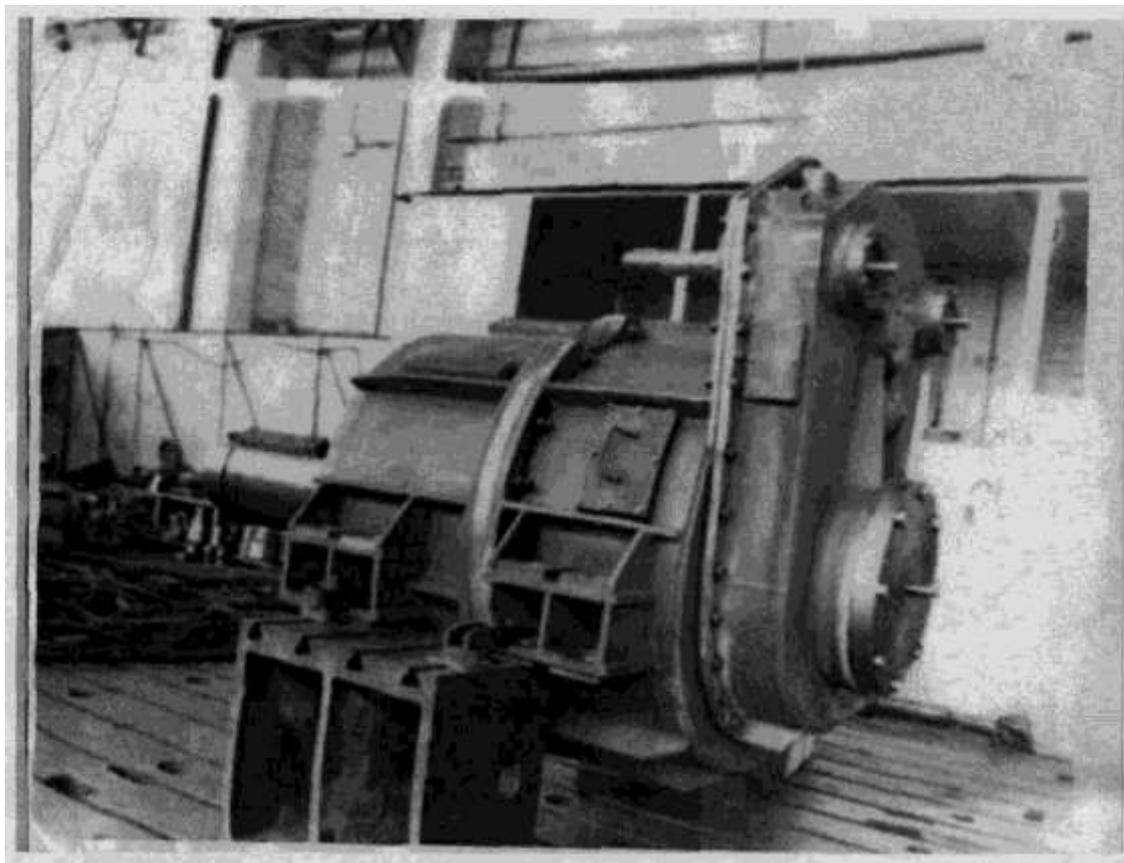


Рис. 3 Волновой зубчатый редуктор привода наклона передвижного миксера МП-600АС грузоподъёмностью 600 т расплавленного металла

В данной работе представлена силовая математическая модель качения жесткого диска по свободному краю упругой цилиндрической оболочки, противоположный конец которой считается абсолютно жестким. Действие генератора волн сводится к перманентному деформированию гибкого колеса в некоторую устойчиво «бегущую» конусообразную поверхность, (рис. 4). На дуге контакта действуют радиальные силы q_r , которые можно аппроксимиро-

вать параболической зависимостью, а их максимальное значение $q_r \max$ связано с нагрузочным моментом M_2

$$q_r = q_r \max \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right), \quad q_r \max = \frac{3M_2 \operatorname{tg} \alpha}{2d^2 \theta}, \quad M_2 = \frac{d^2}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \int_0^{\theta^*} q_r d\theta, \quad (2)$$

где θ^* - угловая координата, определяющая протяженность радиальной нагрузки; d - диаметр окружности, проходящей через середину высоты зуба жёсткого колеса.

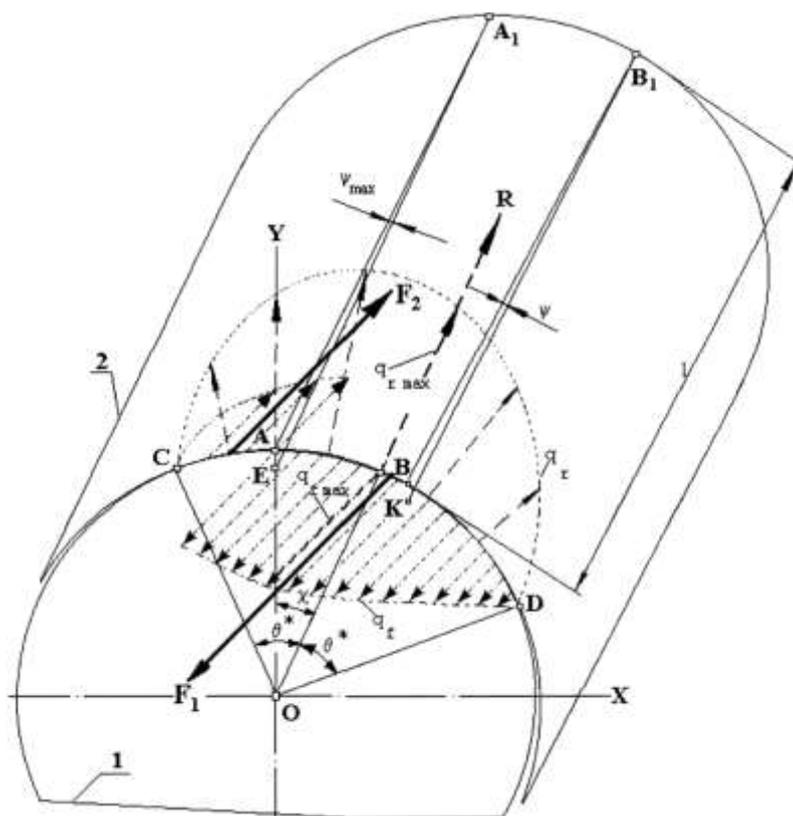


Рис. 4 Силовая схема взаимодействия диска 1 генератора волн с гибким колесом 2 волновой передачи

Равнодействующие сил трения P_b , P_2 , приложенные к гибкому колесу, определяются интегрированием выражения момента M_2 из формул (2)

$$F_1 = f \cdot q_{r \max} \cdot a \cdot \left\{ \frac{2}{3} \theta^* + \chi \left(1 - \frac{\chi^2}{3 \theta^2} \right) \right\},$$

$$F_2 = f \cdot q_{r \max} \cdot a \cdot \left\{ \frac{2}{3} \theta^* - \chi \left(1 - \frac{\chi^2}{3 \theta^2} \right) \right\},$$

где a - расстояние от оси передачи до поверхности контакта диска с гибким колесом; χ - угол между линией действия максимальной радиальной нагрузки $q_{r \max}$ и большой осью генератора волн.

Выражения моментов сил трения относительно координатных осей x, y

$$M_{1x} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\chi}^{\theta^*} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \cos(\theta - \chi) d\theta,$$

$$M_{1y} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\chi}^{\theta^*} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \sin(\theta + \chi) d\theta,$$

$$M_{2x} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\theta^*}^{-\chi} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \cos(\theta + \chi) d\theta,$$

$$M_{2y} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\theta^*}^{-\chi} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \sin(\theta + \chi) d\theta.$$

После интегрирования выражений моментов M_x, M_y, M_{2x}, M_{2y} , определяем координаты

$$x_{c1} = \frac{3a \left\{ \left(2 + \theta^{*2} - \chi^2 \right) - 2 \left[\cos(\theta^* + \chi) + \theta^* \sin(\theta^* + \chi) \right] \right\}}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$y_{c1} = \frac{6a \left[\sin(\theta^* + \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* + \chi) \right]}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$x_{c2} = \frac{3a \left\{ \left(2 + \theta^{*2} - \chi^2 \right) - 2 \left[\cos(\theta^* - \chi) + \theta^* \sin(\theta^* - \chi) \right] \right\}}{2\theta^{*3} - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$y_{c2} = \frac{6a \left[\sin(\theta^* - \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* - \chi) \right]}{2\theta^{*3} - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)}.$$

Момент M сил трения q_f вызывает перекосы дисков с разворотом вокруг большой оси OA на некоторый угол γ , величина которого зависит от типа подшипников и монтажных зазоров

$$M = F_1 x_{c1} + F_2 x_{c2}.$$

Скорость скольжения дисков относительно гибкого колеса V_f пропорциональна углу γ :

$$V_f = a \omega_1 \operatorname{tg} \gamma,$$

где ω_1 - частота вращения генератора волн; γ - угол перекося дисков.

Мощность энергетических потерь N_f в зонах контакта дисков с гибким колесом

$$N_f = 2(F_1 + F_2) V_f.$$

Осевая сила в области контакта генератора волн с гибким колесом

$$F = F_1 + F_2.$$

Мощность потерь на генераторе N_f пропорциональна коэффициенту трения f и углу перекося дисков γ (рис. 5). Мощность N_f , при нагрузке $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, скорости вращения генератора редуктора миксера: $G3k1 = 13,8 \text{ с}^{-1}$

приведены на рис. 5 - 1 и 2; $\Omega_k = 78,5 \text{ с}^{-1}$ - 5 и 6; и мельницы $\Omega_{\text{м}} = 78,5 \text{ с}^{-1}$ - 3 и 4. При установке кольца из бронзы между дисками и гибким колесом, мощность потерь снижаются на 39%. С увеличением $(\Omega_k \text{ от } 0)^\wedge = 13,8 \text{ с}^{-1}$ до $\Omega_k = 78,5 \text{ с}^{-1}$, мощность потерь увеличивается в 5,7 раз.

На рис. 6 и 7 приведены зависимости КПД волновых редукторов мельницы и миксера от угла γ . При изменении угла γ от $0,5^\circ$ до 3° , КПД редуктора (без потерь в зацеплении): $\eta_{\text{р}} = 0,08$, мельницы $\eta_{\text{м}} = 0,94 + 0,72$; миксера $\eta_{\text{к}} = 0,92 - 0,67$; при $f = 0,049$, $\eta_{\text{л}} = 0,96 - 0,81$; $\eta_{\text{к}} = 0,95 - 0,77$. С учётом потерь в зацеплении и генераторе: при $f = 0,08$, $\eta_{\text{л}} = 0,89 - 0,68$; $\eta_{\text{к}} = 0,88 - 0,64$; при $f = 0,049$, $\eta_{\text{м}} = 0,91 - 0,77$; $\eta_{\text{к}} = 0,90 - 0,73$. Кольцо из стали, $\eta_{\text{л}} = 0,88 - 0,70$; $\eta_{\text{к}} = 0,86 - 0,66$ кольцо из бронзы, $\eta_{\text{л}} = 0,90 - 0,78$; $\eta_{\text{м}} = 0,89 - 0,75$. Более высокий КПД волнового редуктора мельницы обусловлен меньшим передаточным отношением $u_{\text{л}} = 275$, чем у редуктора миксера $u_{\text{к}} = 380$. Расхождения результатов теоретических и экспериментальных исследований КПД волновых редукторов, не превышают 2%. При частоте $\Omega_{\text{л}} = \Omega_{\text{м}} = 78,5 \text{ с}^{-1}$, потери $N_{\text{ф}}$ в редукторе

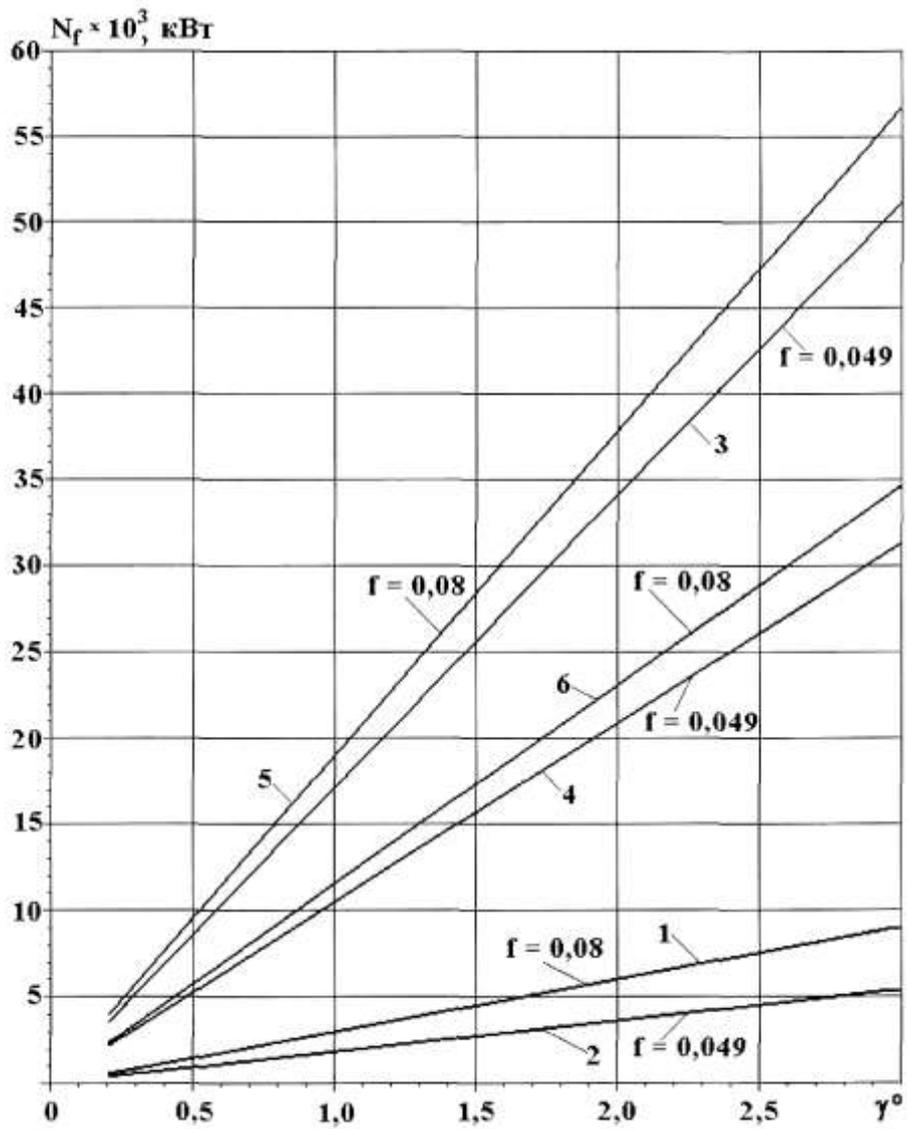


Рис. 5 – Мощность энергетических потерь N_f в области генератора волн редукторов: 1,2,3,4 - миксера; 5, 6 - мельницы

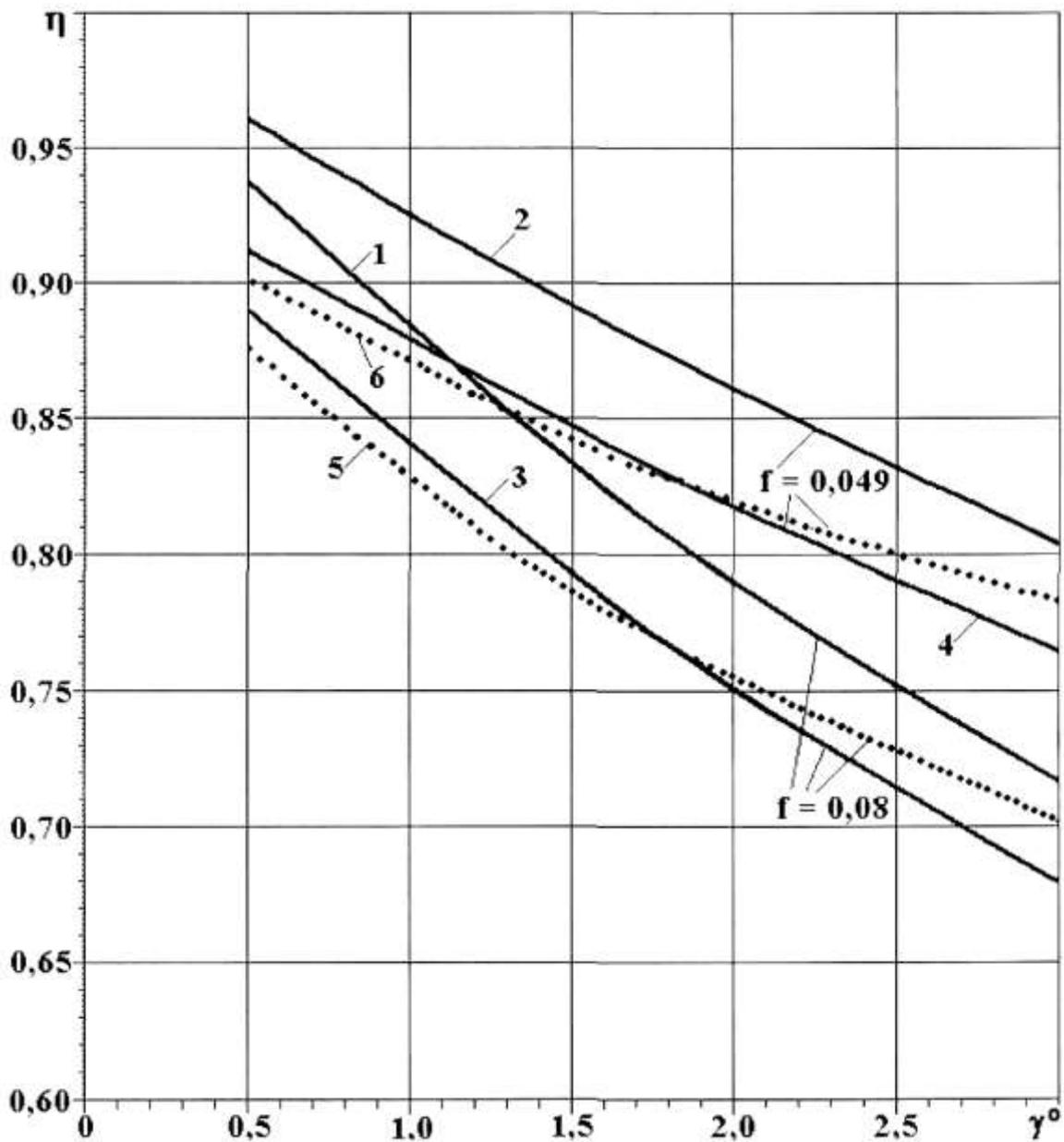


Рис. 6 КПД волнового зубчатого редуктора миксера МП - 600 АС учитывающий потери: 1, 2 - в генераторе волн; 3, 4 - в зубчатом зацеплении и генераторе волн; 5, 6 - общие, полученные экспериментально для 5 - стального и 6 - бронзового промежуточных колец миксера ниже на 9%, чем у редуктора мельницы из - за разницы геометрических параметров волновых редукторов и передаваемых ими мощностей.

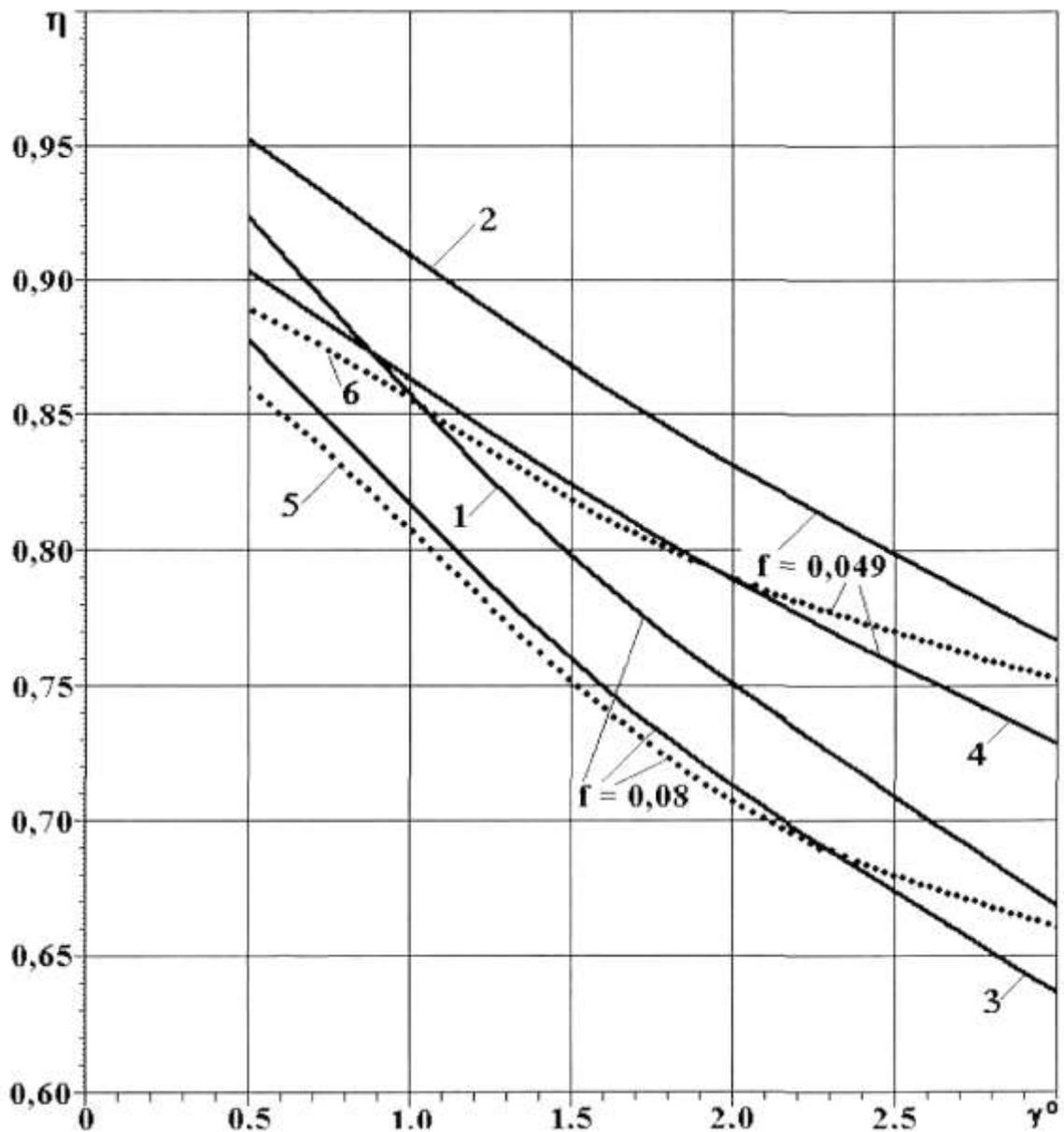


Рис. 7 КПД волнового зубчатого редуктора рудоразмольной мельницы МГР 5500x7500 учитывающий потери: 1,2-в генераторе волн; 3, 4 - в зубчатом зацеплении и генераторе волн; 5,6- общие, получения экспериментально для: 5 - стального и 6 - бронзового промежуточных колец

Энергетические потери в дисковом генераторе волн обусловлены негативным влиянием моментов сил трения в зонах контакта дисков с гибким колесом, разворачивающих диски в ортогональном направлении к плоскости их движения на угол γ . Принудительный однонаправленный разворот дисков в совокупности с конусообразной деформацией гибкого колеса способствуют об-

разованию некоторого подобия фрикционной винтовой пары с углом подъёма винта эквивалентным углу разворота дисков γ . Осевая фиксация дисков и гибкого колеса препятствует их относительному винтовому движению, осевая составляющая которого преобразуется в аксиальное скольжение дисков относительно гибкого колеса. Это вызывает значительные энергетические потери в волновой передаче. Моменты сил трения в зонах контакта дисков с гибким колесом разворачивают диски в направлении «ввинчивания» в гибкое колесо, растягивая его в осевом направлении силами трения, результирующее значение которых равно удвоенной сумме сил F_1 и F_2 . Для редуктора привода перефутеровки рудоразмольной мельницы осевая растягивающая сила F , действующая на гибкое колесо со стороны генератора волн, при $f = 0,08$, максимальном нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм составляет $FL = 12603$ Н, а для редуктора привода поворота миксера, при той же нагрузке $Fk = 11619$ Н. При наличии осевых люфтов, влияние осевых сил трения становится опасным не только для опоры между генератором волн и гибким колесом. Они вызывают значительные колебания, шум, усиливают износ. К наиболее эффективным средствам снижения энергетических потерь в области генератора волн можно отнести выполнение промежуточного кольца из бронзы, сведение к минимуму угла перекося дисков γ путём применения наиболее жёстких подшипниковых опор, а также использование принудительной смазки с высокими антифрикционными свойствами в области контакта дисков с гибким колесом.

При одинаковых углах разворота генерирующих звеньев γ , наибольшие энергетические потери имеет дисковый генератор, т. к. обладает максимальной протяженностью силового контакта с гибким колесом. У роликового генератора меньшая протяжённость такого контакта, момент сил трения F_1 и F_2 , разворачивающих ролики в ортогональном направлении к их движению - меньше и потери меньше. В кулачковом генераторе волн, силы трения F_1 и F_2 приложены одновременно с двух диаметрально противоположных сторон кулачка и создают равные, взаимно противоположные, уравновешивающиеся относительно большой оси генератора волн, моменты трения. Поэтому кулачек и гибкое колесо

разгружены от негативного влияния упомянутых моментов трения в кинематических парах.

Решение неголономной задачи механики о качении жесткого диска по краю упругой цилиндрической оболочки, позволило раскрыть физическую сущность взаимодействия элементов кинематической пары «диск - гибкое колесо», установить природу и величину осевых сил и повышенных энергетических потерь в области генератора волн, установить аналитическую зависимость КПД волновой передачи от её конструктивных параметров.

Определены основные конструктивные факторы, влияющие на энергетические потери в зубчатом зацеплении волновой передачи. Раскрыт характер и уровень влияния различных конструктивных факторов на интерференцию зубьев и величину энергетических потерь в зубчатом зацеплении крупных волновых передач. Энергетические потери в волновом зубчатом зацеплении связаны с относительно высокой скоростью скольжения сопряжённых зубьев, отдалённых на значительные расстояния от полюса зацепления. На входе и выходе зубьев из зацепления, по торцам гибкого колеса расположены интерференционные зоны, активность которых возрастает пропорционально величине нагрузочного момента. В этих зонах зацепления усилия достигают пиковых значений.

Впервые учтено влияние интерференции зубьев на величину энергетических потерь в зубчатом зацеплении крупных волновых передач, определяющееся коэффициентом i , пропорциональным передаточному отношению волновой передачи.

Предложены рекомендации, позволяющие минимизировать потери энергии в зацеплении, а также повысить нагрузочную способность волновых передач, встроенных в приводах гоно - рудных и металлургических машин.

В целях ограничения негативного влияния «закручивания» гибкого колеса, усиливающего интерференцию зубьев по длине в тяжело нагруженных волновых передачах, а также устранения проскока зубьев в зацеплении, при передаче повышенных крутящих моментов, рекомендуется ограничивать ширину зубчатых венцов b в зависимости от модуля зубьев m , т.е. $b < 40m$.

Наибольшие потери энергии в волновой передаче происходят в зонах контакта дисков генератора волн с гибким колесом. Они пропорциональны углу отклонения дисков от плоскости движения γ и коэффициенту трения скольжения в зонах контакта дисков с гибким колесом.

Для снижения энергетических потерь и ударных осевых нагрузок в волновой передаче, необходимо минимизировать зазоры в генераторе волн и устранить сборочные люфты на дисках, обеспечив условие $\gamma \Rightarrow 0$, а между дисками генератора волн и гибким колесом устанавливать кольцо из бронзы.

Апробация физического аналога математической модели механизма образования энергетических потерь в области генератора волн в процессе стендовых испытаний редукторов привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 x 7500 и привода поворота передвижного миксера МП - 600АС, дала удовлетворительную сходимость данных теоретических и экспериментальных исследований, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Разработан аналитический метод прогнозирования основных энергетических потерь в крупных волновых зубчатых передачах с дисковым генератором волн, использующихся в тяжёлом машиностроении. Новый метод расчета мощности энергетических потерь, учитывает деформацию гибкого колеса, определяющую величину и направление сил трения в кинематических парах. Этот метод даёт возможность минимизировать энергетические потери в крупных волновых зубчатых редукторах и обеспечивать высокое качество продукции на стадиях разработки и проектирования.

Для снижения энергетических потерь в деформированном зубчатом зацеплении, необходимо уменьшить протяженность поля зацепления и ширину зубчатых венцов. Это снижает относительные скорости скольжения контактируемых зубьев и уменьшает вероятность их интерференции, чем предотвращается заклинивание и проскок зубьев при передаче больших крутящих моментов. Из опыта проектирования, производства и эксплуатации крупных волновых зубчатых редукторов на Новокраматорском машиностроительном заводе установлено, что наиболее эффективным способом устранения заклинивания и проскока зубьев,

при передаче больших крутящих моментов, является увеличение бокового зазора в деформированном зубчатом зацеплении путём снижения толщины зубьев гибкого и жёсткого колёс в допустимых пределах. При этом утонение зубьев не должно оказывать заметного отрицательного влияния на нагрузочную способность зубчатого зацепления. При производстве волновых зубчатых редукторов перефутеровки рудоразмольных мельниц МГР 5500 x 7500, кроме уменьшения толщины, на зубьях были выполнены конические срезы от середины высоты зуба, с торцов зубчатых венцов, в направлении их центральной части. Исключение периферийных участков поля зацепления, вход - выход зубьев в зацепление, позволило устранить интерференцию зубьев и повысить КПД редукторов.

Список литературы: 1. *Гинзбург Е.Г.* Коэффициент полезного действия волновых зубчатых передач // Зубчатые и червячные передачи. - Л.: Машиностроение, 1968.- С. 192 - 208. 2. *Иванов М .Н., Финогенов В. А.* Методика экспериментального определения КПД волновой зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. - 1967. - № 9. - С. 54 - 57. 3. *Иванов М.Н.* Волновые зубчатые передачи. - М.: Высшая школа, 1981.-184 с. 4. Разработка и внедрение элементов САПР по созданию механизмов с гибкими и жёсткими звеньями для радиотехнических устройств: Отчёт о НИР (заключительный). -Ч. 1 - 3/ МГТУ им. Баумана. - НИИ Автоматизации производственных процессов. - Тема №33/88 - 8, № ГР 0190003578; Инв. №029.10002996. -М., 1990. - 314 с. 5. *Волков Д.П., Крайнев А.Ф.* Волновые зубчатые передачи. - К.: Техника, 1976.-224с.