

УДК 621.831

СТРЕЛЬНИКОВ В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ В КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ

Is established, that the axled forces arise in kinematic pairs " a disk -flexible sprocket " and have friction nature. In large undular gears the axled forces reach major magnitudes and require the account and compensation. To minimize axled forces it is possible by lowering of a distortion of disks both axial plays of the oscillator and flexible sprocket, reduction of friction forces between them.

Внешние нагрузки через трансмиссии концентрируются на механическом приводе, который должен не только их преодолевать, но и обеспечивать надёжность технических характеристик машин. До 60% отказов приходится на механический привод, составляющий 20...25% массы тяжёлых машин. Традиционные многоступенчатые редукторы исчерпали свои функциональные возможности. Резервом повышения уровня выпускаемой продукции служат передовые технические решения, такие как волновые зубчатые передачи, обладающие высокими кинематическими и эксплуатационными показателями .

Внедрение крупных волновых зубчатых передач в тяжёлом машиностроении затруднено влиянием масштабного фактора [1, 2], препятствующего переносу известных наработок на крупные образцы. Не установлена связь силовых характеристик высших кинематических пар с упругой деформацией гибкого звена, не определена природа осевых сил.

Это негативно влияет на технические характеристики крупных волновых зубчатых передач, снижает их нагрузочную способность и сдерживает дальнейшее развитие [3].

Производственный опыт освоения крупных волновых зубчатых передач на АО «НКМЗ» показал несоответствие известных расчётных методик и конструктивных решений техническим требованиям и производственным условиям тяжёлого машиностроения. Наличие гибкого звена усиливает негативное влияние масштабного фактора на характер взаимодействия элементов крупных волновых передач, активизируя интерференцию и проскок зубьев под нагрузкой. Адаптация волновых зубчатых передач к не свойственным для них условиям работы тяжёлых машин, направленная на повышение их нагрузочной способности, потребовала решения ряда новых задач силового анализа [4].

Исследование влияния деформации гибкого звена на силовые характеристики взаимодействия несущих элементов высших кинематических пар, снижение осевых сил, направлены на повышение нагрузочной способности крупных волновых зубчатых передач, что представляет научный и практический интерес для тяжёлого машиностроения.

При ресурсных испытаниях редуктора миксера МП - 600АС, под нагрузкой $M_2=3 \cdot 10^5$ Нм, произошёл разрыв болтов *M16* осевой фиксации гибкого колеса, а также разрушилась бронзовая пята осевой фиксации генератора волн. Причины возникновения осевых сил в КВЗП были не ясны, т. к. в литературных источниках нет сведений об их природе.

Разработана математическая модель качения диска по краю упругой цилиндрической оболочки, противоположный конец которой считается абсолютно жестким (рис.1). На дуге контакта действуют радиальные силы q_r , которые можно аппроксимировать параболической

Равнодействующие сил трения F_b p2, приложенные к гибкому колесу, определяются интегрированием выражения момента M_2 из формул (1)

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

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

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

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

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

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

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

После интегрирования выражений моментов M_{1x} , M_{1y} , M_{2x} , M_{2y} , определяем координаты

$$x_{c_1} = \frac{3a \left\{ \left(2 + \theta^{*2} - \chi^2 \right) - 2 \left[\cos(\theta^* + \chi) + \theta^* \sin(\theta^* + \chi) \right] \right\}}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$y_{c_1} = \frac{6a \left[\sin(\theta^* + \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* + \chi) \right]}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$x_{c_2} = \frac{3a \left\{ \left(2 + \theta^{*2} - \chi^2 \right) - 2 \left[\cos(\theta^* - \chi) + \theta^* \sin(\theta^* - \chi) \right] \right\}}{2\theta^{*3} - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$y_{c_2} = \frac{6a \left[\sin(\theta^* - \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* - \chi) \right]}{2\theta^{*3} - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)}.$$

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

$$M = F_1 x_{c_1} + F_2 x_{c_2} \cdot$$

Осевая сила F , вызванная перекосом дисков генератора волн

$$F = F_1 + F_2.$$

Ресурсные испытания волновых зубчатых редукторов привода поворота передвижного миксера МП-600АС, грузоподъемностью 600т расплавленного металла проводились на стенде, работающем на встречных потоках мощности (рис. 2). Осевые силы на гибком колесе определялись тензометрированием крепёжных болтов и упругих втулок, на генераторе волн - тензометрированием упругой втулки, компенсирующей осевые силы [5]. Экспериментальные исследования крупных волновых зубчатых редукторов поворота передвижного миксера МП-600АС и перефутеровки рудоразмельной мельницы МГР 5500 x 7500 объёмом 160 м³, массой загружаемой руды 220т, выполнялись на стендах с разомкнутым контуром мощности и рекуперацией энергии (рис. 3, 4).

В результате обработки осциллограмм, получены зависимости осевых сил P на крепёжных болтах и втулках гибкого колеса (рис. 5), и на упругой втулке

генератора волн от фазы его вращения (рис 6). На рис. 7 представлены графики изменения осевых сил на гибком колесе редукторов перефутеровки рудоразмольной мельницы и поворота передвижного миксера от нагрузочного момента M_2 . На рис. 8 представлены графики изменения осевых сил, действующих на генератор волн редукторов перефутеровки мельницы и поворота миксера от нагрузочного момента M_2 .

При нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм величина осевой растягивающей силы, действующей на гибкое колесо редуктора *миксера*, составляет $P_{KI} = 1,15 \cdot 10^3$ Н; соответствующая осевая сжимающая сила на генераторе волн $P_n = -1,1 \cdot 10^3$ Н. При том же нагрузочном моменте редуктора *мельницы*, осевая сила на гибком колесе составляет $P_{K2} = 1,27 \cdot 10^3$ Н, на генераторе $P_{Г2} = -1,2 \cdot 10^3$ Н. С ростом нагрузки осевые силы в волновой передаче также увеличиваются.

При $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, осевая растягивающая сила на гибком колесе редуктора *миксера* $P_{KI} = 1,12 \cdot 10^4$ Н; соответствующая осевая сжимающая сила на генераторе волн $P_n = -1,17 \cdot 10^4$ Н. При том же моменте M_2 , на редукторе *мельницы* осевая сила на гибком колесе $P_{K2} = 1,25 \cdot 10^4$ Н и на генераторе волн

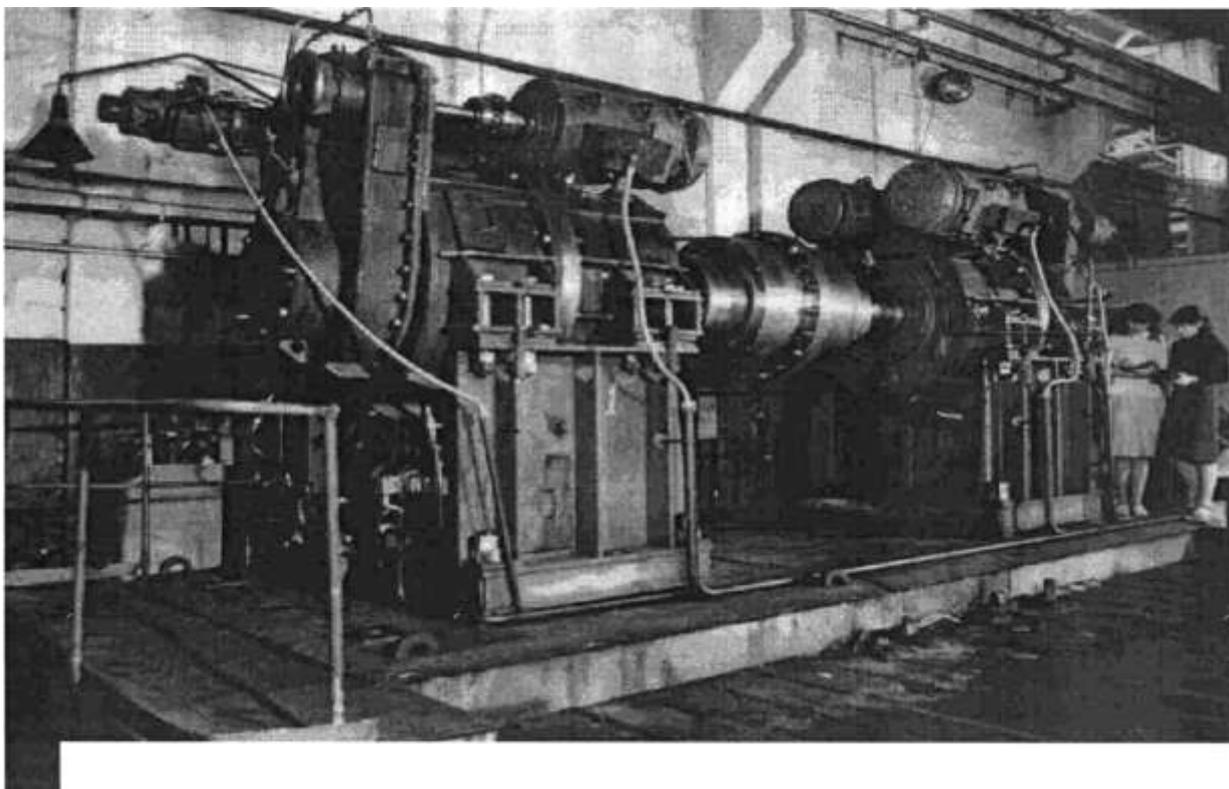


Рис.2 Стенд на встречных силовых энергетических потоках для ресурсных

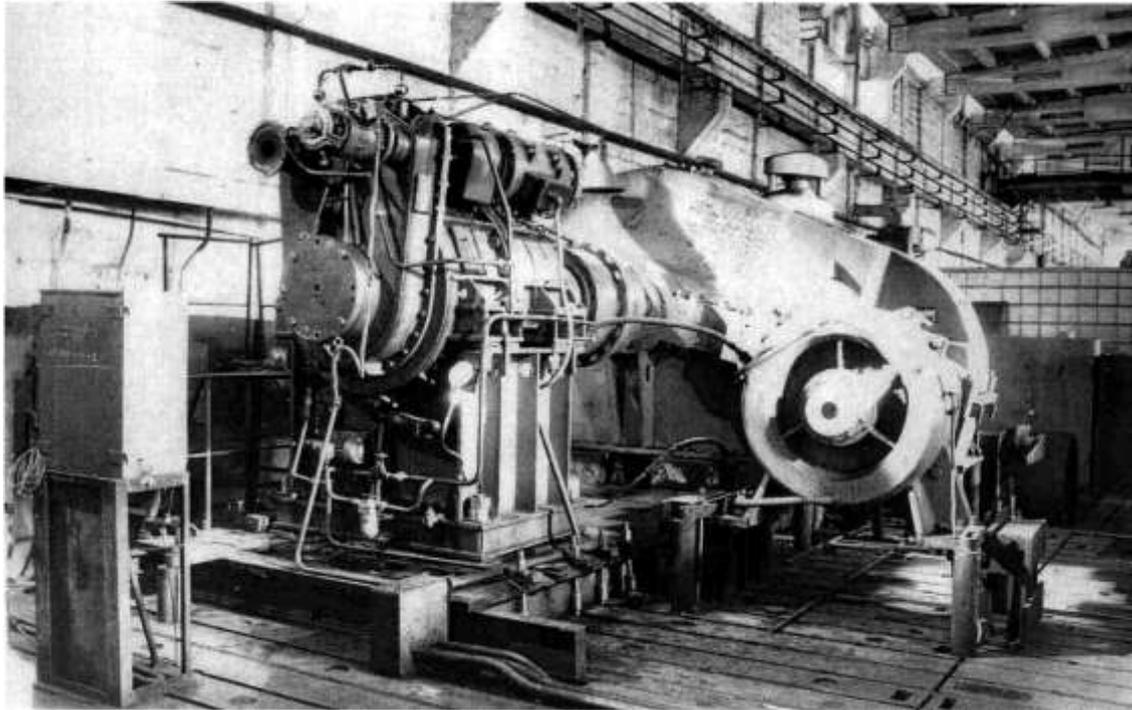


Рис. 3 Универсальный испытательный стенд для волнового редуктора привода наклона миксера МП- 600 АС

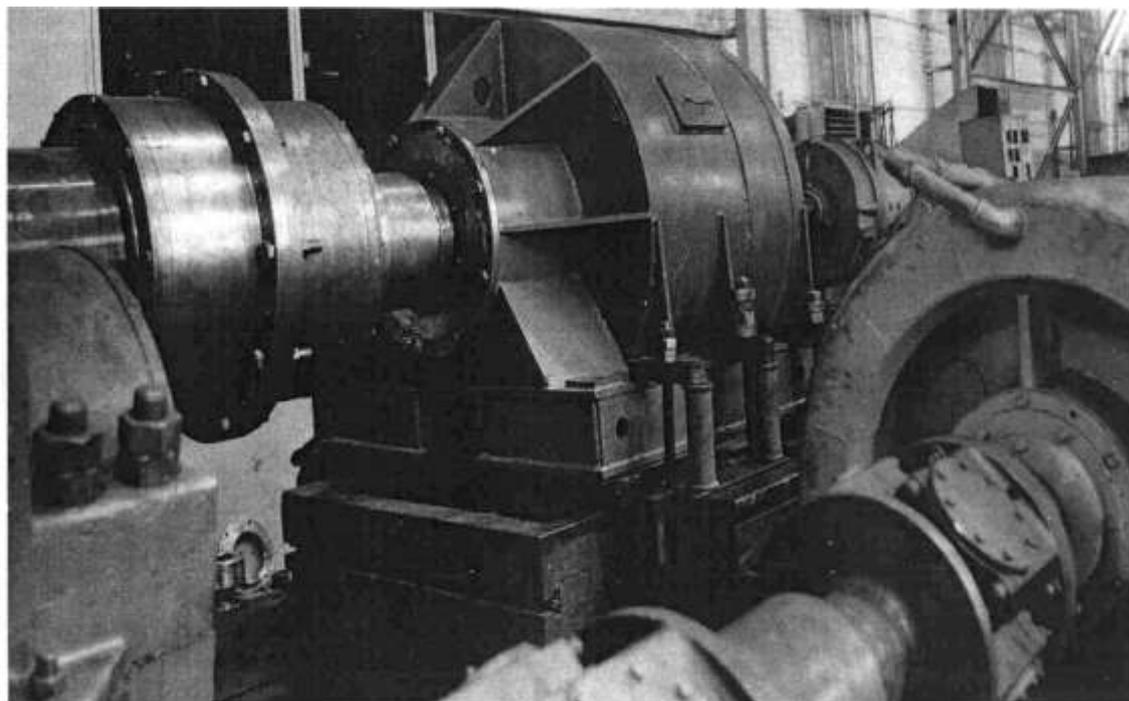


Рис. 4 Стенд для экспериментальных исследований редуктора перефутеровки мельницы МГР 5500 x 7500

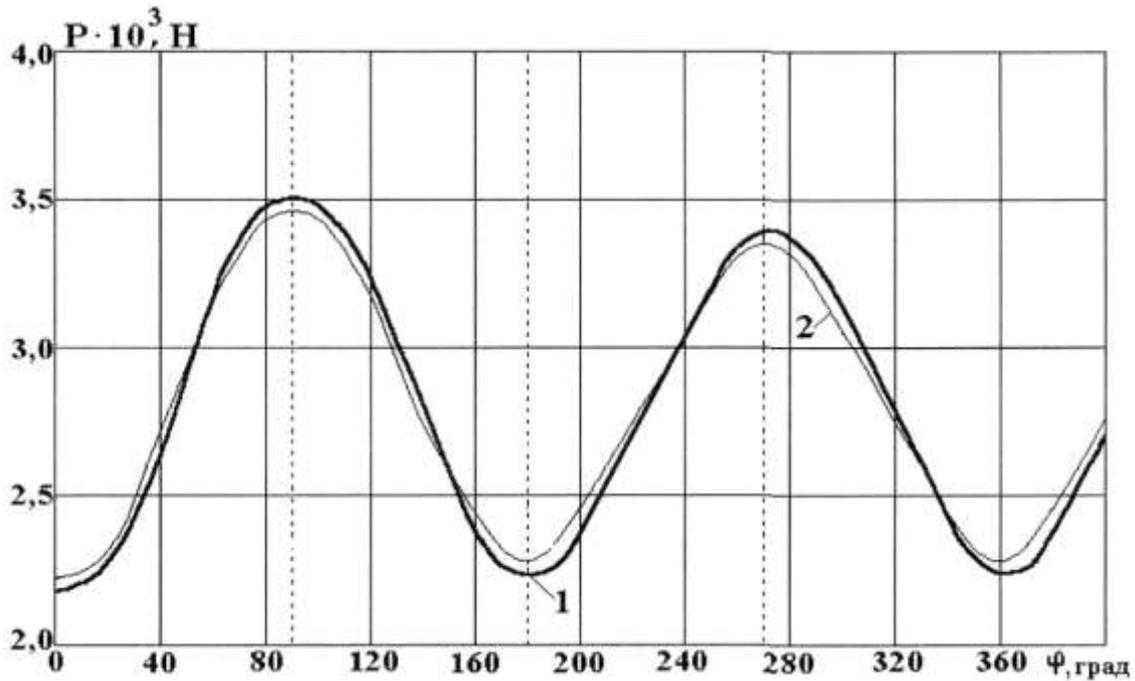


Рис. 5 Зависимость осевых сил в болтах 1 и втулках 2 от фазы вращения генератора волн ϕ , при частоте вращения быстрого вала $\omega_i = 5,24 \text{ с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2 = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Нм}$

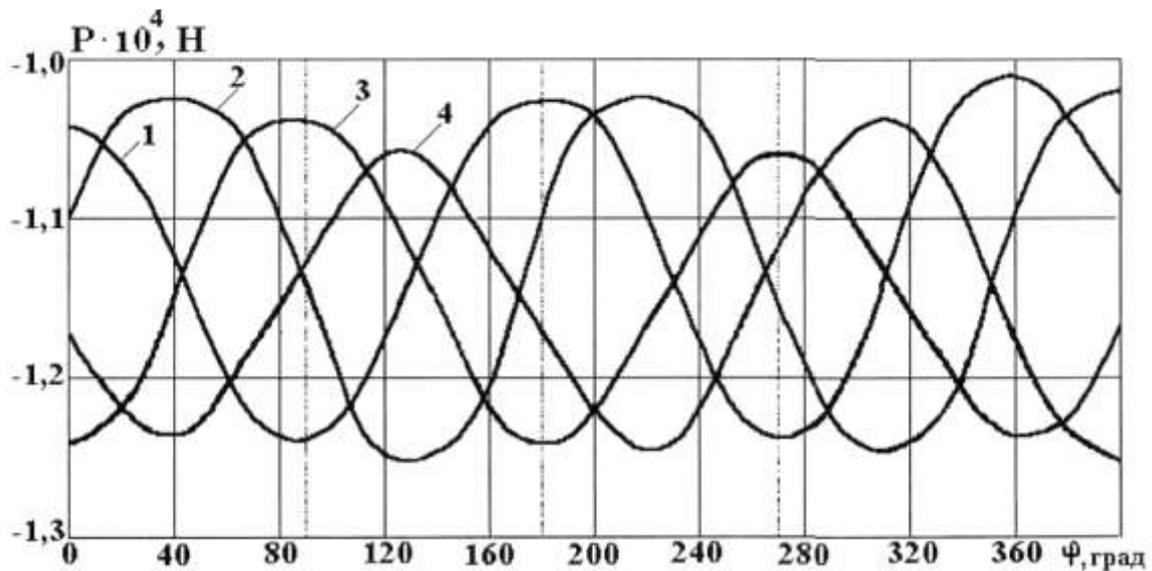


Рис. 6 График изменения осевых сил P в упругой втулке генератора волн от угла поворота эксцентрикового вала ϕ , при частоте его вращения $G_i = 5,24 \text{ с}^{-1}$ и нагрузочном моменте $M_2 = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Нм}$; 1,2, 3,4 - номера тензорезисторов

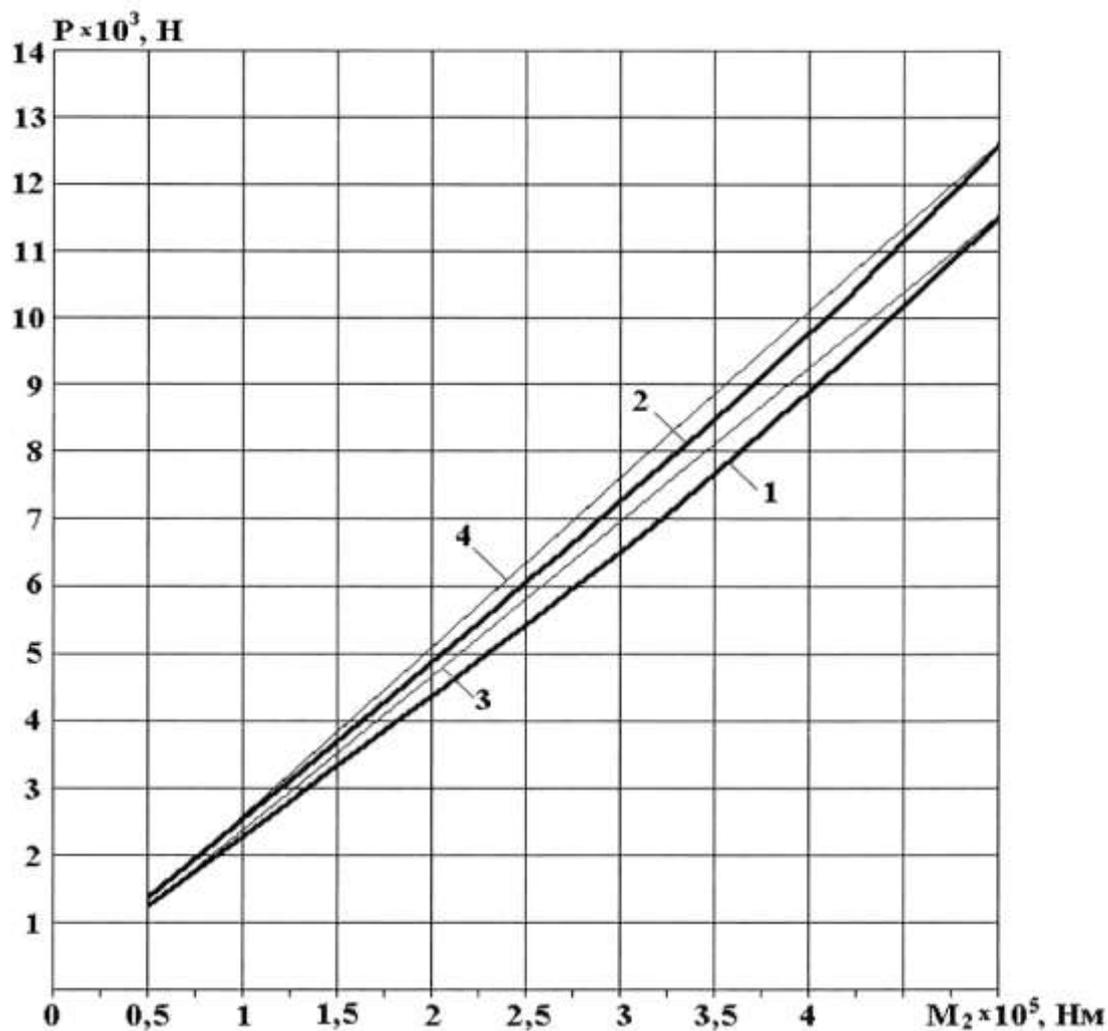


Рис. 7 Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 : на гибком колесе 1, 3 - привода наклона передвижного миксера МП 600АС, и 2, 4 -привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 x 7500; кривые 1, 2 получены экспериментально, 3, 4 - получены теоретически

$P_{z2} = 1,31 \cdot 10^4$ Н. Расхождение данных, полученных экспериментально и теоретически не превышает 2,5 %. В редукторе мельницы осевые силы больше, чем в аналогичном редукторе миксера. При $M_2 = 5 \cdot 10^4$ ч- $5 \cdot 10^5$ Нм, осевая сила на гибком колесе редуктора мельницы превышает аналогичную силу редуктора миксера на 9-10%. При этом осевая сила на генераторе

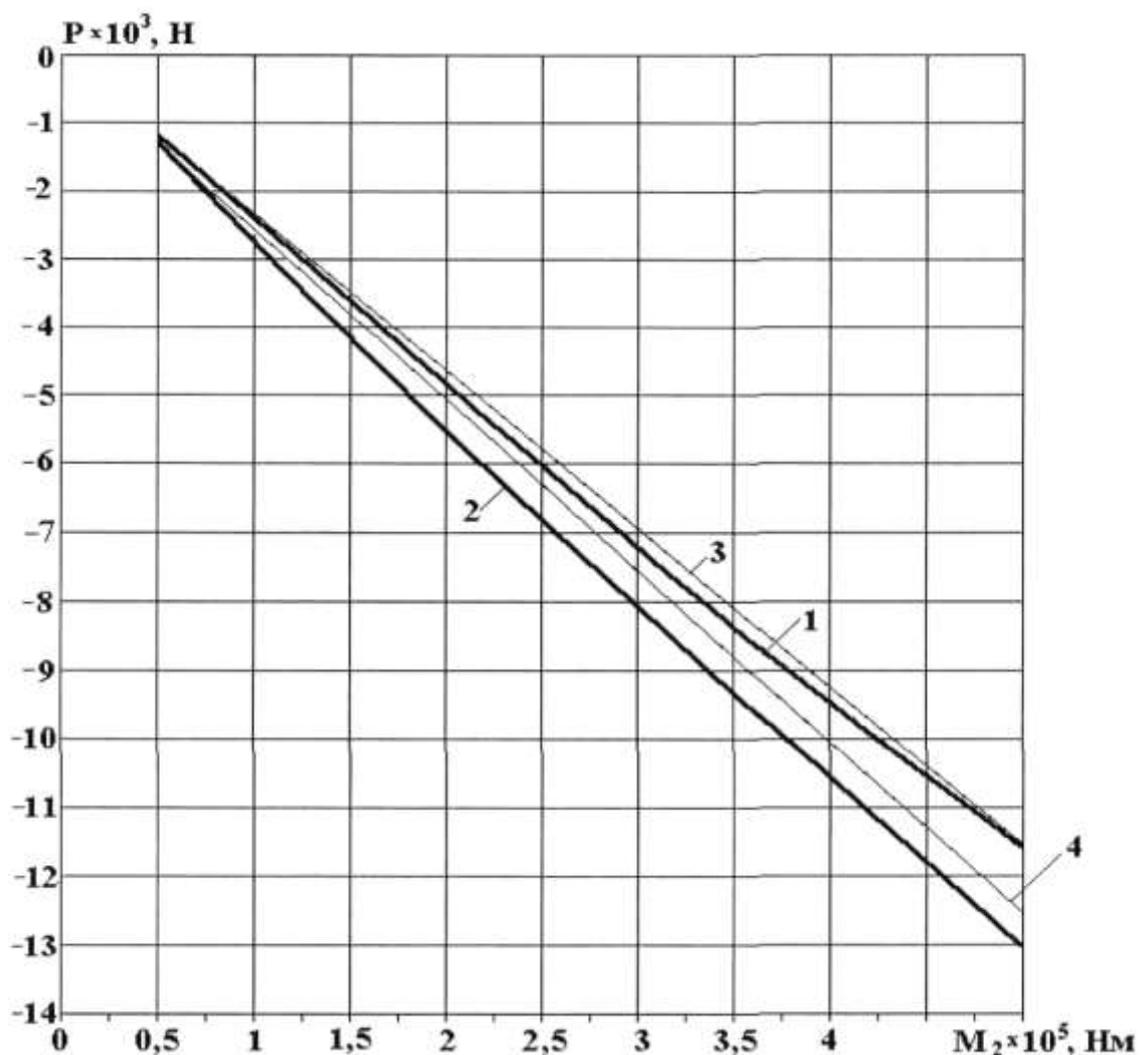


Рис. 8 Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 на генераторе волн: 1, 3 - привода наклона передвижного миксера МП 600АС, и 2, 4 -привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 x 7500; кривые 1, 2 получены экспериментально, 3, 4 - теоретически

волн редуктора *мельницы* больше чем у редуктора *миксера* на 8 --- 11%. Это вызвано соотношением геометрических размеров и передаточных чисел редукторов.

При одинаковых нагрузочных моментах, редуктор мельницы передаёт мощность на 28% больше, чем редуктор миксера. Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований осевых сил в волновых

зубчатых редукторах мельницы и миксера не превышает 6%, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Установлено, что осевые силы возникают в кинематических парах «диск - гибкое колесо» и носят фрикционный характер. Зазоры в подшипниках позволяют отклоняться дискам на некоторый угол γ . Вращение ведущего вала вызывает винтовое движение генератора волн, с помощью сил трения «ввинчивающегося» в гибкое колесо с осевой силой P . В небольших волновых зубчатых передачах осевые силы малы и не влияют на их работу. В крупных волновых зубчатых передачах осевые силы достигают больших величин и требуют учёта и компенсации. Минимизировать осевые силы можно снижением перекоса дисков и осевых люфтов генератора и гибкого колеса, уменьшением сил трения между ними, для чего следует:

- исключить «плавающую» установку генератора и закрепить его на подшипниковых опорах;
- исключить "верчение" дисков относительно опор;
- установить между дисками и гибким колесом кольцо из бронзы;
- в зону контакта дисков с гибким колесом подвести принудительную смазку.

Снижение сил трения в кинематических парах «диск - гибкое колесо», уменьшает осевые силы, энергетические потери и износ дисков. При больших эксцентрично установленных вращающихся массах дисков, осевые силы в КВЗП приобретают ударный характер.

Результаты выполненных исследований реализованы на АО «НКМЗ» при проектировании и производстве ряда крупных волновых зубчатых редукторов, поставленных на Лебединский ГОК и Стойленский ГОК, г. Губкин, Северный ГОК, г. Кривой Рог, Западно-Сибирский металлургический комбинат, г. Ново-Кузнецк и др. предприятия.

Список литературы: 1. *Иванов М.Н.* Волновые зубчатые передачи. -М: Высшая школа, 1981.-184 с. 2. *Ковалёв Н. А.* Передачи гибкими колёсами. -М: Машиностроение, 1979. - 200 с. 3. *Стрельников В.Н., Севостьянов С.В., Панков В.А.* Прогрессивные технические решения в редукторостроении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сб. тр. VIII международной научно - техн. конф. - Донецк: Донецкий государственный технический университет. - 2001. - т.2. - С. 180-183. 4. *Стрельников В.Н., Панков В.А., Севостьянов С.В.* О применении волновых редукторов в жёлом машиностроении //Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб.

научн. тр. - Донецк: ДГТУ. - 2000. - С. 199 - 205. 5. *Стрельников В.Н., Севостьянов С.В.* Экспериментальные исследования осевых сил в волновой передаче // Вестник национального технического университета «ХПИ». - Харьков, 2001. - Вып. 13'2001. - С. 74 - 77.