

DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-7-133-144

<sup>1</sup>Большаков Г.С., <sup>2</sup>\*Тарасов Д.А.<sup>1</sup>Пензенский государственный университет<sup>2</sup>Пензенский государственный технологический университет

\*E-mail: tda82@list.ru

## ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ СИЛОВЫХ ПРИВОДОВ

**Аннотация.** В приводах поворота устройств ограничения доступа и безопасности находят широкое применение редукторы с относительно большим передаточным отношением 200...300 и крутящим моментом до 6000 Н·м. Предложение к применению в промышленности серийных червячных и планетарных редукторов с выходным моментом от 1000 Н·м весьма ограничено. Это особенно остро проявилось после сокращения номенклатуры редукторов зарубежного производства. Проектирование и изготовление специальных редукторов связано со значительными трудностями ввиду большого количества деталей планетарных редукторов и необходимостью наличия специализированного зуборезного оборудования. Альтернативой планетарным редукторам являются планетарно-цевочные и волновые редукторы с промежуточными телами качения. Волновые редукторы являются разновидностью широко известных планетарных приводов, преимуществом которых по сравнению с планетарными приводами является большее передаточное число в одной ступени. Проанализирована возможность применения стали с термической обработкой нормализация или улучшение для деталей со сложным профилем (жесткого колеса и сепаратора), при ограничении их твердости. Данная возможность позволяет использовать чистовое фрезерование этих деталей вместо дорогостоящих шлифовальных отделочных операций для повышения технологичности производства. Предложена методика определения размеров элементов зацепления волнового редуктора по критерию контактной прочности для пар: волнообразователь – ролик, ролик – жесткое колесо, ролик – сепаратор. Рассмотрена возможность определения допустимых контактных напряжений в зацеплении по методикам расчета зубчатых цилиндрических эвольвентных передач, что позволяет учитывать число эквивалентных циклов нагружения, твердость и шероховатость рабочих поверхностей, а также другие параметры.

**Ключевые слова:** волновой редуктор, промежуточные тела качения, контактные напряжения, твердость.

**Введение.** В приводах поворота устройств ограничения доступа и безопасности находят широкое применение редукторы с относительно большим передаточным отношением 200...300 и крутящим моментом до 6000 Н·м, что связано с большой инерционной нагрузкой исполнительных элементов.

Предложение к применению в промышленности серийных червячных и планетарных редукторов с выходным моментом от 1000 Н·м весьма ограничено. Данный факт особенно остро проявился после сокращения номенклатуры редукторов зарубежного производства. В свою очередь проектирование и изготовление специальных редукторов связано со значительными трудностями ввиду большого количества деталей планетарных редукторов и необходимостью наличия специализированного зуборезного оборудования с относительно большим диаметром обработки до нескольких сотен миллиметров для изготовления выходных ступеней.

Анализ размерного ряда зубодолбежных и зубофрезерных станков указывает на то, что обрабатываемый диаметр зубчатых колес

диаметром более 200 мм возможен на станках, относящихся к верхней части размерного ряда. Учитывая относительно небольшую потребность указанных изделий от единиц до сотен в год в рамках одного предприятия, дает сделать вывод о том, что приобретение дорогостоящего зуборезного оборудования не всегда рационально. Альтернативой планетарным редукторам являются планетарно-цевочные и волновые редукторы [1].

Волновые редукторы являются разновидностью широко известных планетарных приводов. Их существенным преимуществом по сравнению с планетарными приводами является большее передаточное число в одной ступени, которое может варьироваться согласно имеющимся данным от 9 до 64 [2]. Многоступенчатые волновые приводы могут компоноваться за счет сочетания ступеней передачи при осевом или коаксиальном расположении ступеней. При последнем внутренние ступени встраиваются во внешние. Увеличение передаточного отношения в одной ступени позволяет сократить количество ступеней по сравнению с планетарными

приводами, выпускаемыми в настоящее время [3]. Так, например, вместо четырех ступеней планетарного привода можно использовать две волновых ступени.

Зацепление одной ступени волнового редуктора с промежуточными телами качения состоит всего из трех элементов и стандартных, широко распространенных тел качения 1 (рис. 1) [4]:

- волнообразователь 2, являющийся входным звеном;
- жесткое неподвижное колесо с профилем сложной формы 3;
- сепаратор 4 установлен в двух опорах качения [5] и являющийся выходным звеном редуктора.

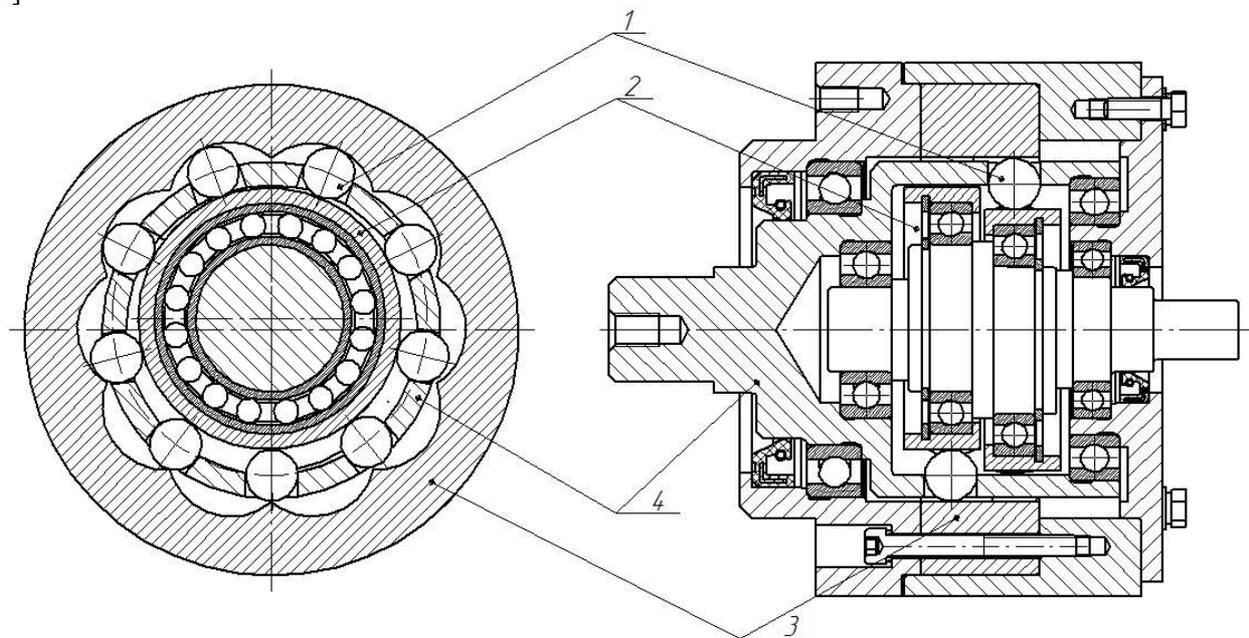


Рис. 1. Схема передачи с промежуточными телами качения

Наиболее сложные в изготовлении детали редуктора жесткое колесо и сепаратор, представленные на рисунках 2а и 3а а)

соответственно, обрабатываются на токарных и фрезерных станках с ЧПУ [6].

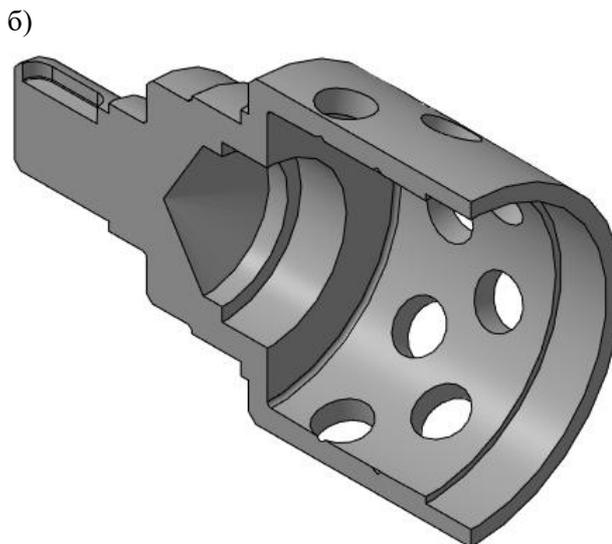
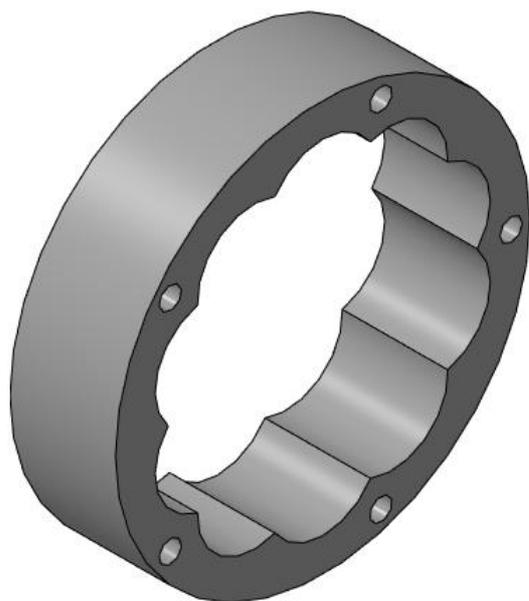


Рис. 2. Детали редуктора:  
а – жесткое колесо; б – сепаратор

**Материалы и методы.** Методики расчета волновых редукторов с промежуточными телами качения приведены в специальной литературе, но

не стандартизованы в отличие от зубчатых эвольвентных и червячных передач, так же как и

нормы точности зацепления [7], что усложняет процесс проектирования.

Профиль жесткого колеса описывается следующими параметрическими уравнениями [8, 9]:

$$X_P = Y \sin \frac{\varphi}{Z} + 0,5d_{\text{ш}(P)} \sin \left( \alpha + \frac{\varphi}{Z} \right); \quad (1)$$

$$Y_P = Y \cos \frac{\varphi}{Z} + 0,5d_{\text{ш}(P)} \cos \left( \alpha + \frac{\varphi}{Z} \right), \quad (2)$$

где  $Y = l_E \cos \varphi + \sqrt{R_{\Sigma}^2 - l_E^2 \sin^2 \varphi}$  – расстояние от центра тела качения до оси жесткого колеса, м;  $R_{\Sigma}^2 = 0,5(D_B + d_{\text{ш}(P)})$  – расстояние от центра тела качения до оси волнообразователя, м;  $\varphi$  – угол поворота входного звена, град;  $l_E$  – эксцентриситет волнообразователя, размер которого рекомендуется принимать равным  $0,75d_{\text{ш}(P)}$ , м;  $\alpha$  – угол передачи движения, град, где

$$\tan \alpha = \frac{Z l_E \sin \varphi}{\sqrt{R_{\Sigma}^2 - l_E^2 \sin^2 \varphi}}. \quad (3)$$

Силовой расчет по имеющимся зависимостям сводится к определению диаметра тел качения, в качестве которых могут выступать шарики или ролики [10]:

$$d_{\text{ш}(P)} \geq 78,4^3 \sqrt{\frac{T_2 \cdot \sin(\pi/Z)}{n \cdot k_p \cdot Z}}, \quad (4)$$

где  $T_2$  – момент выходного вала, Н·м;  $n$  – число рядов тел качения;  $k_p$  – коэффициент, характеризующий увеличение допустимого момента при использовании роликов. При длине роликов  $l_p = d_p$  передаваемый момент в 1,6-2,6 раза больше, чем у шарика того же диаметра.

Формула (4) в качестве критерия работоспособности подразумевает расчет на срез перемычки между телами качения сепаратора. При этом поверхности качения предполагают использование высокопрочных легированных (шарикоподшипниковых сталей) с закалкой до высокой твердости 60HRC [11]. Применение указанных материалов позволяет обеспечить минимальные массогабаритные показатели передачи. Кроме того, наряду с вышеуказанным критерием в качестве нормируемого параметра расчета приводится жесткость передачи. Данный подход позволяет с запасом обеспечить работоспособность непосредственно зацепления. При этом расчетный срок службы составляет несколько десятков тысяч часов [2, 12].

Применение закаленных до высокой твердости материалов для жесткого колеса и сепаратора усложняет технологию обработки деталей. Это связано с тем, что для чистовой обработки контактирующих с телами качения

поверхностей сепаратора и жесткого колеса подразумевает выполнение шлифовальной операции или высокоскоростной фрезерной обработки с применением специализированного оборудования [11]. Шлифование данных поверхностей на широко распространенных кругло и плоскошлифовальных станках невозможно. Указанная особенность существенно влияет на возможности изготовления с применением распространенного станочного парка и себестоимость обработки.

В свою очередь черновая предварительная обработка деталей сепаратора и жесткого колеса из незакаленных материалов не вызывает существенных затруднений. Обработка деталей диаметром 200–400 мм может выполняться на токарных 3-х, 4-х осевых фрезерных станках и обрабатывающих центрах с ЧПУ из широко распространенной средней части размерного ряда, в отличие от зубообрабатывающих станков.

Учитывая отсутствие особых требований к кинематической точности редуктора допуски на элементы зацепления должны также назначаться с учетом планируемых к применению технологий обработки и ограничиваться 6-м качеством для внешних поверхностей и 7-м качеством для внутренних [13].

Стандартизованные методики расчета [14] широко распространенных зубчатых зацеплений, позволяют применять, в том числе стали с термической обработкой нормализация или улучшение, чистовое фрезерование которых дает возможность отказаться от дорогостоящих шлифовальных отделочных операций. Однако при проектировании деталей зацепления требуется учитывать применение указанных материалов, так как их механические характеристики существенно ниже [15]. Естественное ухудшение массогабаритных показателей для приводов стационарного оборудования не столь важно, как применение широкодоступных технологий обработки. Применяемая методика расчета должна учитывать контактные нагрузки в зацеплении, так как естественное увеличение размеров передачи увеличивает сечение перемычки сепаратора с одновременным уменьшением воздействующих нагрузок. Наряду с этим необходимо иметь в виду, что волновой редуктор является, прежде всего, альтернативой планетарным редукторам, часто применяемым в качестве второй ступени многоступенчатых редукторов. В свою очередь указанная особенность оказывает влияние на методику расчета, так как предполагает небольшие частоты вращения и соответственно число эквивалентных циклов нагружения, а также

отсутствие особых требований по угловой жесткости и свободному ходу. Кроме того, расчет зацепления должен позволять учитывать влияние не только диаметра, но и длины роликов на контактные напряжения в зацеплении. Определения наибольших контактных напряжений в зацеплении возможно по формулам расчета напряжений в роликовых подшипниках качения [16].

В волновой передаче с промежуточными телами качения передача вращающего момента от волнообразователя на выходной вал – сепаратор через тело качения подразумевает наличие 3-х контактирующих поверхностей [17] имеющих различные приведенные радиусы кривизны: волнообразователь – тело качения, тело качения – жесткое колесо и тело качения – сепаратор. При этом детали, контактирующие с телом качения, имеют разный тип поверхностей: волнообразователь – выпуклую поверхность, сепаратор – плоскую, жесткое колесо – вогнутую поверхность.

Контактные напряжения в паре волнообразователь – ролик:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_1 \cdot E}{l_p} \left( \frac{2}{d_p} + \frac{1}{r_B} \right)}, \quad (5)$$

где  $F$  – нагрузка на ролик, Н;  $E$  – приведенный модуль упругости, Па;  $l_p$  – эффективная длина ролика, м;  $d_p$  – диаметр ролика, м;  $r_B$  – радиус кривизны волнообразователя, м.

Контактные напряжения в паре ролик – жесткое колесо:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_p \cdot E}{l_p} \left( \frac{2}{d_p} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} \right)}, \quad (6)$$

где  $r_{\text{ж}}$  – радиус кривизны впадины жесткого колеса с определенным допущением  $r_{\text{ж}} = d_p$ , м.

Контактные напряжения в паре ролик – сепаратор:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2F_2 \cdot E}{l_p \cdot d_p}}. \quad (7)$$

Нагрузка в контактных парах волнообразователь – ролик и ролик – жесткое колесо также будет различна. Учитывая тот факт, что угол взаимодействия жесткого колеса и тел качения, перемещающихся в радиальных пазах сепаратора, является переменным и составляет от 0 до 30 градусов. Количество тел качения участвующих в передаче крутящего момента в зацеплении согласно литературным данным [17, 18] составляет от 30 до 50 %. Кроме того, данный параметр также зависит от точности изготовления элементов зацепления.

Сила взаимодействия между телом качения и волнообразователем может быть определена по

известному моменту входного вала и эксцентриситета:

$$F_1 = \frac{T_1}{(0,3...0,5) e_B \cdot Z \cdot n}. \quad (8)$$

Зная величину момента на выходном валу, есть возможность определить среднее значение силы взаимодействия между телом качения и сепаратором:

$$F_2 = \frac{T_2}{(0,3...0,5) R_{\text{сеп}} \cdot Z \cdot n}. \quad (9)$$

где  $R_{\text{сеп}}$  – радиус сепаратора, м.

Среднее значение силы взаимодействия жесткого колеса и тела качения является результирующей радиальной и тангенциальной составляющих сил, действующих на тело качения:

$$F_p = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}. \quad (10)$$

Большее значение из составляющих результирующей силы, определяемое эксцентриситетом передачи возникает в парах волнообразователь – тело качения (1286 Н) и тело качения – жесткое колесо (1431 Н) и меньшее значение в паре тело качения – сепаратор (627 Н).

Приравнивая допускаемые к контактным напряжениям, появляется возможность определить предел контактной выносливости поверхности зубьев. В свою очередь данная величина зависит от твердости деталей и соответствует базовому числу циклов нагружений:

$$\sigma_{Hlim} = \frac{\sigma_H S_{Hlim}}{Z_N Z_L Z_R Z_V Z_\omega Z_X}, \quad (11)$$

где  $S_{Hlim}$  – минимальный коэффициент запаса прочности;  $Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние смазочного материала;  $Z_R$  – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости поверхности зубьев;  $Z_V$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;  $Z_\omega$  – коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материалов сопряженных поверхностей зубьев;  $Z_X$  – коэффициент учитывающий размер зубчатого колеса;  $Z_N$  – коэффициент долговечности.

Требуемая твердость контактных поверхностей из условия обеспечения равного ресурса при средней твердости менее 350 НВ, соответствующей термообработке нормализации или улучшению:

$$H_{HB} = \frac{(\sigma_{Hlim} - 70)}{2}. \quad (12)$$

Требуемая твердость контактных поверхностей из условия обеспечения равного

ресурса при средней твердости 38...50 HRC<sub>3</sub>, соответствующей термообработке объемная и поверхностная закалка:

$$H_{\text{HRC}_3} = \frac{(\sigma_{\text{Hlim}} - 200)}{17}. \quad (13)$$

**Основная часть.** В качестве примера для редуктора с выходным моментом  $M=1000$  Н·м и

передаточным числом  $i=24$  контактные напряжения в точке взаимодействия тела качения с сопряженной деталью при допущении работы половины тел качения в одном ряду имеют следующие значения: волнообразователь – 1224 МПа, жесткое колесо – 883,8 МПа, сепаратор – 827,2 МПа. Указанные величины представлены в виде диаграммы на рисунке 3.

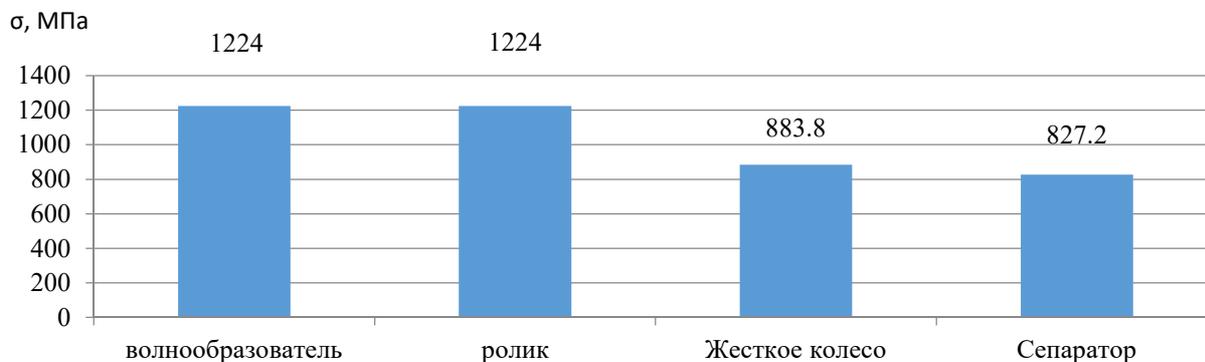


Рис. 3. Диаграмма контактных напряжений в зацеплении

Кроме того, необходимо иметь в виду, что тело качения взаимодействует в одном цикле с тремя деталями. Данный факт должен учитываться при определении коэффициента долговечности.

Отмеченные особенности позволяют при использовании принципа равного ресурса элементов передачи с помощью выше представленных выражений (12) и (13) определить требуемую твердость рабочих

поверхностей. Так для деталей редуктора взятого в качестве примера твердость составила: ролик – 60 HRC, волнообразователь – 48 HRC, жесткое колесо – 329,5 НВ, сепаратор – 306 НВ. Полученные значения, представлены в виде диаграммы на рисунке 4, соответствуют различным видам термической обработки и соответственно чистовых операций технологического процесса.

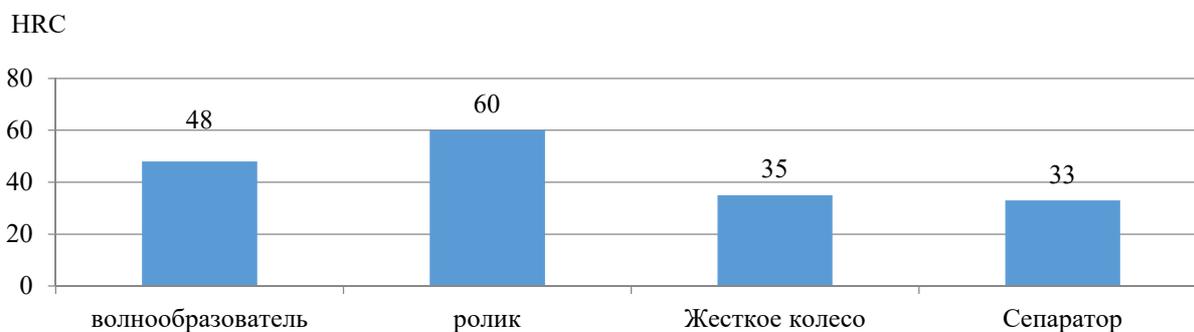


Рис. 4. Диаграмма требуемой твердости рабочих поверхностей деталей редуктора

После расчета зацепления необходимо выполнить расчет срока службы подшипников входного вала, волнообразователей и выходного вала с учетом действующей нагрузки и грузоподъемности выбранных подшипников.

Наиболее нагруженными являются подшипники волнообразователей:

$$L = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad (14)$$

где  $C_r$  – динамическая грузоподъемность, постоянная нагрузка, соответствующая сроку службы  $10^6$  при вероятности безотказной работы 90%;  $P_r$  – постоянная нагрузка, Н [16].

Результаты проделанных расчетов сведены в таблицу 1.

Из выше изложенного можно сделать вывод, что расчет контактных нагрузок позволяет получить допустимые напряжения, удовлетворяющие требованиям заданного ресурса и применяемой технологии обработки. Увеличение длины роликов позволяет добиться ограничения контактных напряжений и соответственно желаемой твердости материала, однако при этом необходимо проводить расчет перемены сепаратора не только на срез, но и на изгиб, рассматривая переменку как жестко защемленную двухопорную балку.

Таблица 1

**Зависимость размеров тел качения и грузоподъемности подшипников  
волнового редуктора ( $i=36$ ,  $M=4200$  Н·м) от расчетного срока службы**

Характеристики		Срок службы, часов		
		500	4000	7000
Вариант 1	Тело качения dxL	10x16	10x25	10x30
	Диаметр жесткого колеса	239	241	239
	Динамическая грузоподъемность подшипника волнообразователя	61800 Н	125000 Н	154000 Н
Вариант 2	Тело качения dxL	8x16	8x38	8x50
	Диаметр жесткого колеса	212,8	202,8	202,8
	Динамическая грузоподъемность подшипника волнообразователя	80000 Н	160000 Н	216000 Н

Максимальные изгибающие напряжения в ближнем к выходному валу ряду пазов сепаратора определяются зависимостью:

$$\sigma_{и} = \frac{T_2 L_{PC}}{R_{сеп} Z_p W_X}, \quad (15)$$

где  $L_{PC}$  – длина паза сепаратора, м;  $W_X$  – момент сопротивления минимального сечения перемычки пазов сепаратора, м<sup>3</sup>, определяемый по формуле:

$$W_X = \frac{R_{сеп}^2 \delta \left( \frac{\pi \beta}{180} + \sin \alpha - 8 \sin^2 \frac{\beta}{2} \frac{180}{\pi \alpha} \right)}{R_{сеп} - 2 R_{сеп} \sin \frac{\beta}{2} \frac{180}{\pi \beta}}, \quad (16)$$

где  $\delta$  – толщина стенки сепаратора, м;  $\beta = 360^\circ / Z$  – угол между стенками перемычки, град.

Вместе с тем увеличение длины роликов, увеличивает изгибающие напряжения в перемычках сепаратора при уменьшении контактных напряжений. Кроме того, необходимо учитывать форму паза сепаратора, поскольку обработка концевой фрезой прямоугольного контура требует засверливания углов, либо наличия радиусных переходов в углах. В первом случае возможно применение тел качения цилиндрической формы без фасок, однако отверстия в углах уменьшают сечение перемычки. Во втором случае необходимы фаски на телах качения. При этом соответственно уменьшается рабочая длина ролика относительно длины паза.

Выбор формы паза сепаратора под тело качения также оказывает существенное влияние на технологию обработки, поскольку определяет максимальный диаметр фрезы, которой возможна обработка. Следует отметить что, диаметр фрезы всегда получается меньше диаметра тела качения для обеспечения прямолинейного участка на торцевой

поверхности паза. Оптимизация формы сепаратора для получения возможности обработки пазов под ролики максимальным диаметром фрезы является важнейшей задачей при разработке его конструкции.

После построения трехмерных моделей необходимо провести анализ напряженного состояния методом конечных элементов. На рисунках 5 и 6 представлены результаты расчета прочности сепаратора соответственно с пазом в форме «косточка» и прямоугольника со скругленными узлами.

Таким образом, при конструировании редуктора следует выбирать максимальный диаметр тел качения (роликов) исходя из габаритных размеров передачи. Далее требуемые значения ресурса и твердости рабочих поверхностей следует обеспечивать увеличением длины тел качения при совместном учете контактных напряжений всех деталей зацепления и изгибающих напряжений в перемычке сепаратора.

Решение задачи применения универсального широко распространенного оборудования с ЧПУ для изготовления волновых редукторов позволяет снизить их себестоимость по сравнению с планетарными редукторами за счет сокращения числа деталей и применения единой (групповой) технологии.

По представленной методике в данном исследовании в АО «ЦеСИС» г. Пенза спроектированы и изготовлены опытные образцы волновых редукторов с передаточными отношениями 9, 24, 30, 36 и крутящим моментом до 4200 Н·м.

Основные детали приведены на рисунке 7. По результатам предварительных испытаний

редуктора подтвердили заявленные технические характеристики.

Вместе с тем кроме решения задачи по силовому расчету деталей редуктора с учетом возможности применения различных материалов требуется уточнение коэффициента полезного действия проектируемого редуктора. Испытания опытного образца редуктора с передаточным отношением  $i=24$  и крутящим моментом  $M=1000$  Н·м показали значение КПД равное 94,8%.

В настоящее время разработанный червячно-волновой привод, представленный на рисунке 8а, проходит ресурсные испытания в составе противотаранного устройства, общий вид которого показан на рисунке 8б. Разработанное изделие установлено вместо ранее применявшегося червячно-планетарного привода зарубежного производства.

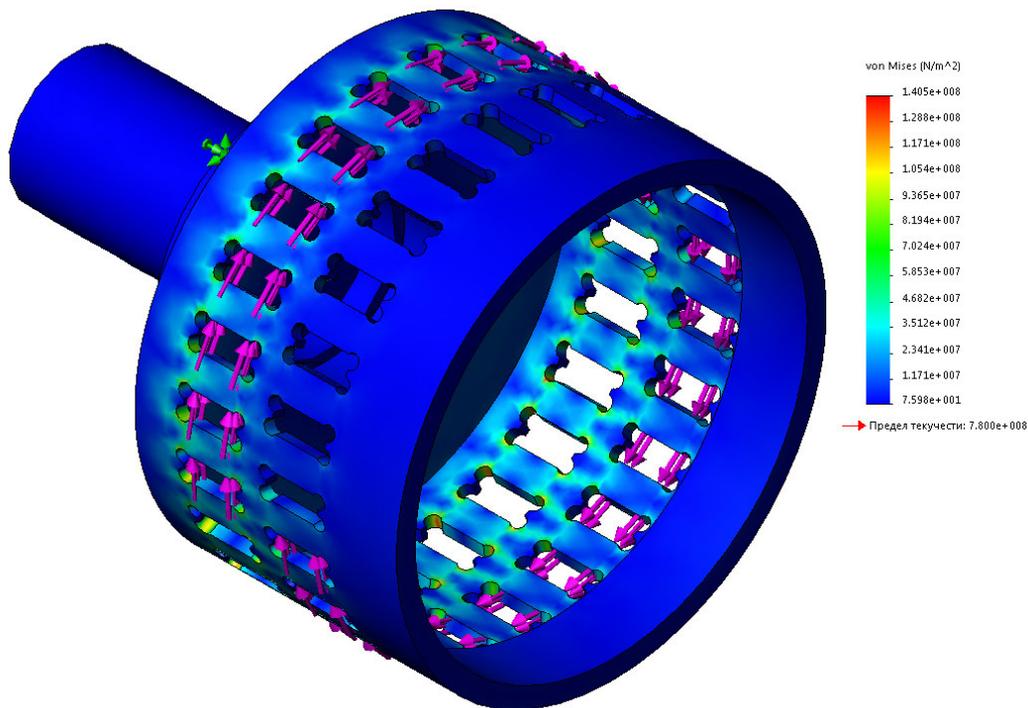


Рис. 5. Напряженное состояние сепаратора с пазом в форме «косточка»

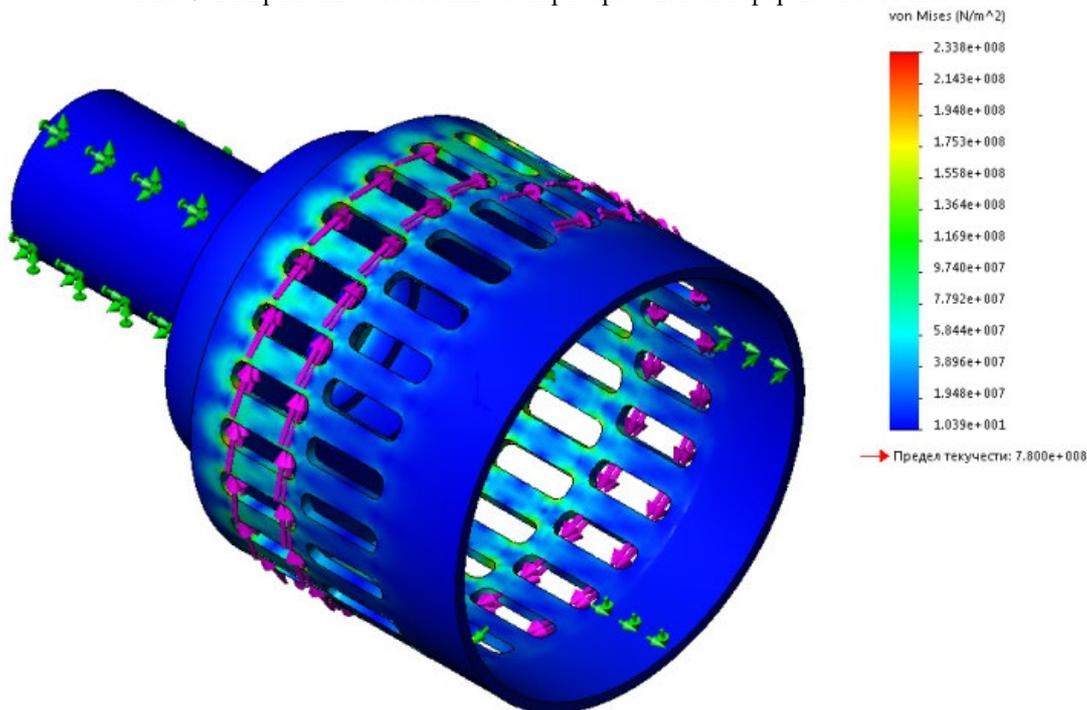


Рис. 6. Напряженное состояние сепаратора с пазом в форме прямоугольника со скругленными узлами

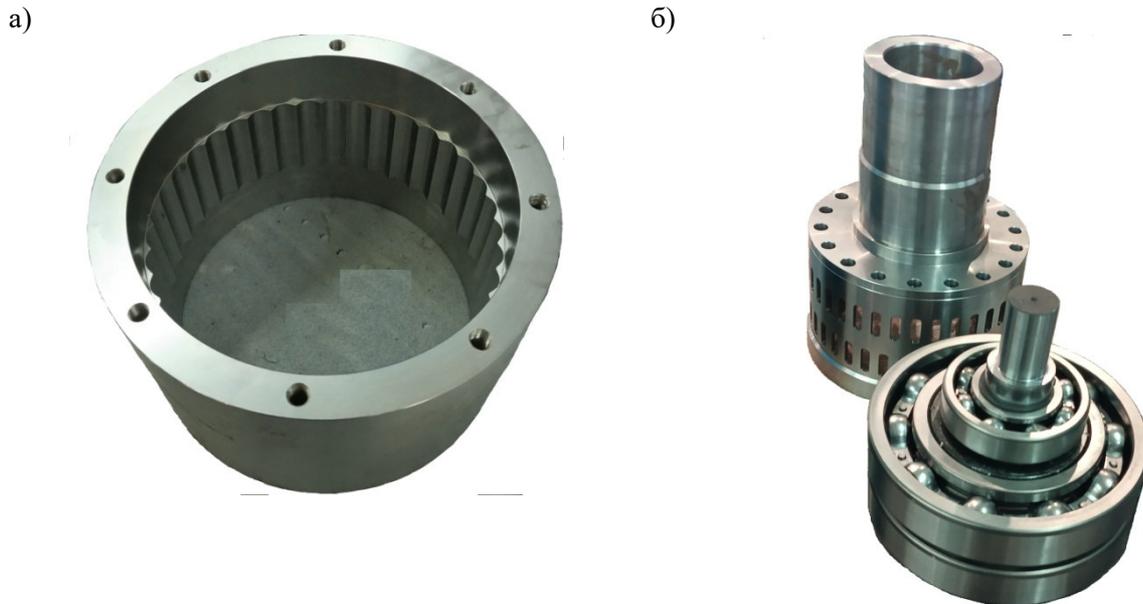


Рис. 7. Общий вид основных элементов редуктора:  
а – жесткое колесо; б – волнообразователь и сепаратор

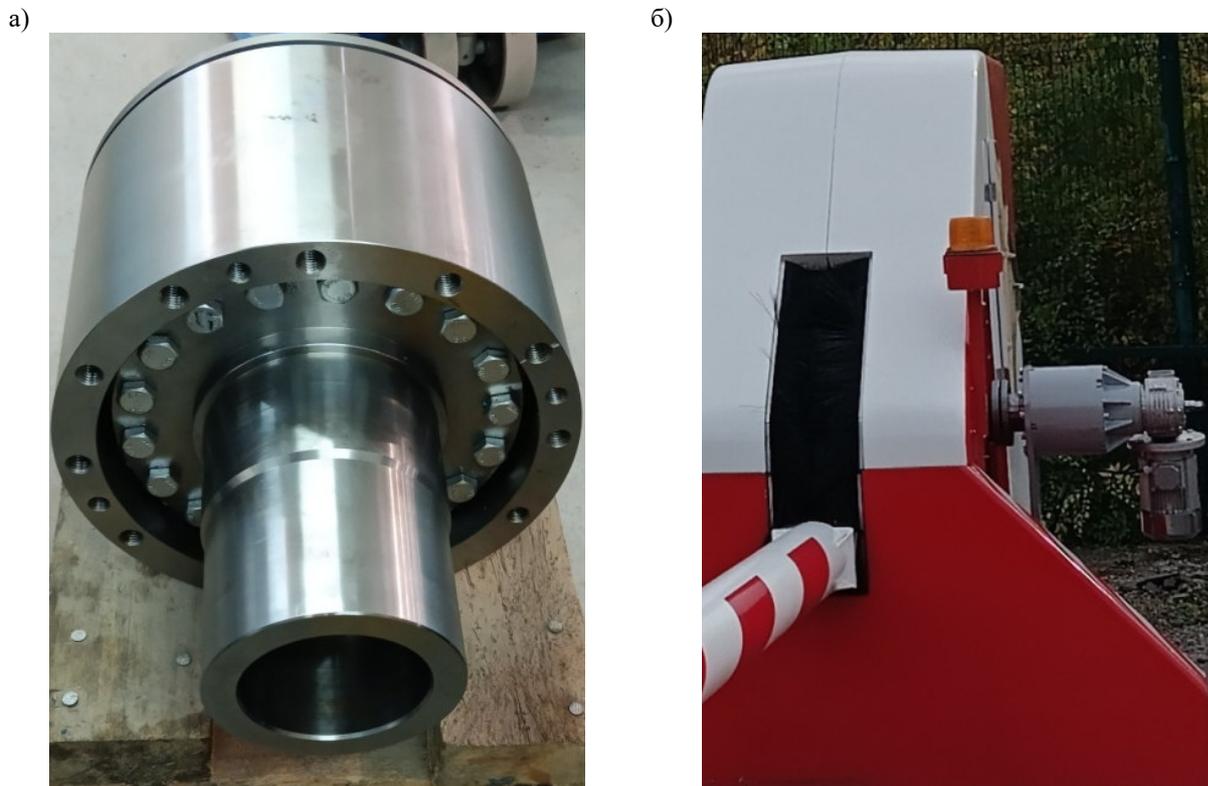


Рис. 8. Общий вид:  
а – червячно-волновой привод; б – противотаранное устройство

В процессе испытаний отмечено значительное увеличение точности позиционирования поворачиваемой в вертикальной плоскости стрелы барьера благодаря близким к нулю свободным ходам редуктора. Без применения специальных измерительных устройств люфты в приводе не фиксируются. Опытная эксплуатация в течение более года отказов привода не выявила. На данный момент продолжают испытания

опытного образца и отработка методик проектирования и групповых технологических процессов изготовления деталей для максимального сокращения времени на конструкторско-технологическую подготовку производства волновых редукторов.

#### Выводы:

1. Предложено определять размеры элементов зацепления волнового редуктора по критерию кон-

тактной прочности для пар: волнообразователь – ролик, ролик – жесткое колесо, ролик – сепаратор с учетом кривизны поверхностей деталей.

2. Использовать для определения допустимых контактных напряжений в зацеплении методики расчета зубчатых цилиндрических эвольвентных передач, что позволяет учитывать число эквивалентных циклов нагружения, твердость и шероховатость рабочих поверхностей и другие параметры.

3. Ограничить из условий технологичности лезвийной обработки твердость деталей со сложным профилем (жесткого колеса и сепаратора) и применять для их изготовления стали с термической обработкой нормализация или улучшение.

4. При назначении твердостей поверхностей контактных пар зацепления (волнообразователь – ролик, ролик – жесткое колесо, ролик – сепаратор) необходимо исходить условием равного ресурса.

5. Обеспечивать требуемый ресурс передачи рациональным выбором диаметра и длины тел качения.

6. При увеличении длины тел качения показана необходимость проверки прочности на изгиб перемишки сепаратора.

7. Определена возможность использования для обработки контактирующих в зацеплении поверхностей жесткого колеса и сепаратора чистового фрезерования вместо дорогостоящих шлифовальных отделочных операций.

8. Проведена экспериментальная проверка предлагаемой методики расчета и технических решений при проектировании, изготовлении и испытании волновых редукторов в приводах поворота устройств ограничения доступа и безопасности.

Предлагаемая методика расчета зацепления волновых редукторов с промежуточными телами качения может найти применение при проведении инженерных расчетов силовых приводов, к которым не предъявляются жесткие требования по кинематической точности, жесткости и ограничения массогабаритных показателей.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артемов И.И., Чуфистов Е.А., Липов А.В., Большаков Г.С., Носков К.А. Обеспечение качества планетарно-цевочных передач при проектировании и производстве // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2018. № 3(47). С. 124–139. DOI: 10.21685/2072-3059-2018-3-12.
2. Николаев П.И., Дубровин А.Н., Громышев Е.В. Преимущества применения планетарно-цевочных (циклоидальных) и волновых редукторов с промежуточными телами качения в электроприводах "РэмТЭК" // Газовая промышленность. 2023. № 10(855). С. 78–81.
3. Аксенов В.В., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. Разработка схемного решения привода геохода с волновой передачей с промежуточными телами качения // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2012. № S3. С. 167–175.
4. Аксенов В.В., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю., Ефременков А.Б. Обзор волновых передач возможных к применению в трансмиссии геохода // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. № S3. С. 137–148.
5. Аксенов В.В., Тимофеев В.Ю. Синтез вариантов схемных решений трансмиссии геохода с волновой передачей // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2013. № S6. С. 426–439.
6. Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Бровкина Ю.И. Моделирование механических передач с промежуточными телами качения // Вестник МГТУ "Станкин". 2018. № 3(46). С. 40–44.
7. Ан И.К., Панкратов Э.Н., Лазуркевич А.В. Кинематический анализ промежуточного тела планетарной передачи с зацеплением промежуточных тел // Вестник машиностроения. 2022. № 3. С. 41–47. DOI 10.36652/0042-4633-2022-3-41-47.
8. Кочетков П.А. Расчет волновых редукторов с промежуточными телами качения // Modern Science. 2020. № 6-2. С. 270–274.
9. Янгулов В.С. Геометрические и конструктивные соотношения в волновых передачах с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. 2008. Т. 312, № 2. С. 24–27.
10. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С., Боков К.Н., Чернилевский Д.В., Корж Д.Д., Мороз С.Ф., Самсонович С.Л. под общ. ред. Козинцова Б.С., Козинцовой М.Б. Проектирование механических передач: учебное пособие. Москва: ИНФРА-М, 2022. 536 с.
11. Янгулов В.С., Дмитриев В.С., Москалюк И.А. Концепция оборудования для нарезания зубчатого венца жесткого колеса волновой передачи с промежуточными телами качения // Фундаментальные исследования. 2010. № 12. С. 165–171.
12. Гусеница Я.Н., Петров К.А. Проектирование мотор-редуктора на базе волновой передачи с промежуточными телами качения // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2020. № 4. С. 87–91.
13. Янгулов В.С., Беляев А.Е. Расчёт мёртвого хода волновых передач с

промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. 2008. Т. 313, № 3. С. 75–77.

14. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

15. Липов А.В., Большаков Г.С., Носков К.А. Определение рациональных параметров, материалов и технологий изготовления элементов планетарно-цевочных зацеплений редукторов // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. 2019. Т. 8, № 2(46). С. 131–135.

16. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

*Информация об авторах*

**Большаков Герман Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологии и оборудование машиностроения. E-mail: geraman83@mail.ru. Пензенский государственный университет. Россия, 440026, Пенза, ул. Красная, д.40.

**Тарасов Денис Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматизация и управление. E-mail: tda82@list.ru. Пензенский государственный технологический университет. Россия, 440039, Пенза, проезд Байдукова/улица Гагарина, д.1а/11.

*Поступила 08.11.2024 г.*

© Большаков Г.С., Тарасов Д.А., 2025

<sup>1</sup>*Bolshakov G.S.*, <sup>2</sup>*\*Tarasov D.A.*

<sup>1</sup>*Penza State University*

<sup>2</sup>*Penza State Technological University*

*\*E-mail: tda82@list.ru*

## INCREASING TECHNOLOGY IN THE DESIGN OF WAVE REDUCERS FOR POWER DRIVES REFERENCES

**Abstract.** Gearboxes with a relatively high gear ratio of 200...300 and a torque of up to 6000 N·m are widely used in rotation drives of access restriction and safety devices. The supply of serial worm and planetary gearboxes with an output torque of 1000 N·m for industrial use is very limited. This has become especially evident after the reduction in the range of foreign-made gearboxes. Designing and manufacturing special gearboxes is associated with significant difficulties due to the large number of parts in planetary gearboxes and the need for specialized gear-cutting equipment. An alternative to planetary gearboxes are planetary-pinion and wave gearboxes with intermediate rolling elements. Wave gearboxes are a type of well-known planetary drives, the advantage of which, compared with planetary drives, is a higher gear ratio in one stage. The possibility of using normalized and improved steels for parts with a complex profile (rigid wheel and separator) with a limitation of their hardness is analyzed. This possibility allows using finish milling of these parts instead of expensive grinding finishing operations to improve the manufacturability of production. A method for determining the dimensions of the engagement elements of a wave reducer by the criterion of contact strength for pairs is proposed: wave former – roller, roller – rigid wheel, roller – separator. The possibility of determining the permissible contact stresses in the engagement by the methods of calculating cylindrical involute gears is considered, which allows taking into account the number of equivalent loading cycles, hardness and roughness of the working surfaces, as well as other parameters.

**Keywords:** wave reducer, intermediate rolling elements, contact stresses, hardness.

### REFERENCES

1. Artemov I.I., Chufistov E.A., Lipov A.V., Bolshakov G.S., Noskov K.A. Ensuring the quality

of planetary-pinion gears during design and production. [Obespechenie kachestva planetarno-

cevochnyh peredach pri proektirovanii i proizvodstve]. University Proceedings Volga Region Engineering Sciences. 2018. No. 3 (47). Pp. 124–139. DOI 10.21685 / 2072-3059-2018-3-12. (rus)

2. Nikolaev P.I., Dubrovin A.N., Gromyshev E.V. Advantages of using planetary-pinion (cycloidal) and wave gearboxes with intermediate rolling elements in RemTEK electric drives. [Preimushchestva primeneniya planetarno-cevochnyh (cikloidal'nyh) i volnovyh reduktorov s promezhutochnymi telami kacheniya v elektroprivodah "RemTEK"]. Gazovaya promyshlennost'. 2023. No. 10 (855). Pp. 78–81. (rus)

3. Aksenov V.V., Timofeev V.Yu., Blashchuk M.Yu. Development of a schematic solution for a geokhod drive with a wave transmission with intermediate rolling elements. [Razrabotka skhemnogo resheniya privoda geohoda s volnovoj peredachej s promezhutochnymi telami kacheniya]. Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2012. No. S3. Pp. 167–175. (rus)

4. Aksenov V.V., Timofeev V.Yu., Blashchuk M.Yu., Efremkov A.B. Review of wave transmissions possible for use in a geokhod transmission [Obzor volnovyh peredach vozmozhnyh k primenenyu v transmissii geohoda]. Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2010. No. S3. Pp. 137–148. (rus)

5. Aksenov V.V., Timofeev V.Yu. Synthesis of variants of circuit solutions for the transmission of a geokhod with a wave transmission. [Sintez variantov skhemnyh reshenij transmissii geohoda s volnovoj peredachej]. Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2013. No. S6. Pp. 426–439. (rus)

6. Sobolev A.N., Nekrasov A.Ya., Brovkina Yu.I. Modeling of mechanical transmissions with intermediate rolling elements. [Modelirovanie mekhanicheskikh peredach s promezhutochnymi telami kacheniya]. Vestnik MSUT "Stankin. 2018. No. 3 (46). Pp. 40–44. (rus)

7. An I.K., Pankratov E.N., Lazurkevich A.V. Kinematic analysis of the intermediate body of a planetary transmission with engagement of intermediate bodies. [Kinematicheskij analiz promezhutochnogo tela planetarnoj peredachi s zacepleniem promezhutochnyh tel]. Vestnik mashinostroeniya. 2022. No. 3. Pp. 41–47. DOI: 10.36652/0042-4633-2022-3-41-47. (rus)

8. Kochetkov P.A. Calculation of wave gearboxes with intermediate rolling elements. [Raschet volnovyh reduktorov s promezhutochnymi telami kacheniya]. Modern Science. 2020. No. 6-2. Pp. 270–274. (rus)

9. Yangulov V.S. Geometric and design relationships in wave transmissions with intermediate rolling elements. [Geometricheskie i konstruktivnye

sootnosheniya v volnovyh peredachah s promezhutochnymi telami kacheniya]. Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. 2008. Vol. 312. No. 2. Pp. 24–27. (rus)

10. Chernavskiy S.A., Snesev G.A., Kozintsov B.S., Bokov K.N., Chernilevsky D.V., Korzh D.D., Moroz S.F., Samsonovich S.L. under the general editorship of Kozintsov B.S., Kozintsova M.B. Design of mechanical transmissions: a tutorial. [Proektirovanie mekhanicheskikh peredach: uchebnoe posobie]. Moscow: INFRA-M. 2022. 536 p. (rus)

11. Yangulov V.S., Dmitriev V.S., Moskalyuk I.A. Concept of equipment for cutting the gear rim of a rigid wheel of a wave transmission with intermediate rolling elements. [Konceptiya oborudovaniya dlya narezaniya zubchatogo venca zhyostkogo kolesa volnovoj peredachi s promezhutochnymi telami kacheniya]. The Fundamental Researches. 2010. No. 12. Pp. 165–171. (rus)

12. Gusenera Ya.N., Petrov K.A. Design of a geared motor based on a wave transmission with intermediate rolling elements. [Proektirovanie motor-reduktora na baze volnovoj peredachi s promezhutochnymi telami kacheniya]. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. No. 4. Pp. 87–91. (rus)

13. Yangulov V.S., Belyaev A.E. Calculation of the backlash of wave transmissions with intermediate rolling elements. [Raschyot myortvogo hoda volnovyh peredach s promezhutochnymi telami kacheniya]. Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. 2008. Vol. 313. No. 3. Pp. 75–77. (rus)

14. GOST 21354 – 87. Cylindrical involute gear transmissions with external engagement. Strength calculation. [Cylindrical evolvent gears of external engagement. Strength calculation]. (rus)

15. Lipov A.V., Bolshakov G.S., Noskov K.A. Determination of rational parameters, materials and manufacturing technologies for elements of planetary-pinion gearing of gearboxes. [Opredelenie racional'nyh parametrov, materialov i tekhnologij izgotovleniya elementov planetarno-cevochnyh zaceplenykh reduktorov]. XXI Century: Resumes of the Past and Challenges of the Present plus. 2019. Vol. 8. No. 2(46). Pp. 131–135. (rus)

16. Reshetov D.N. Machine parts: Textbook for students of mechanical engineering and mechanical specialties of universities. [Detali mashin: Uchebnik dlya studentov mashinostroytel'nykh i mekhanicheskikh special'nostej vuzov]. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 496 p. (rus)

17. Aksenov V.V., Timofeev V.Yu. Justification of the conceptual version of the layout of a wave transmission with a hollow shaft for the transmission of a geokhod. [Obosnovanie konceptual'nogo varianta komponovki volnovoj peredachi s polym valom dlya transmissii geohoda] Mining information and

analytical bulletin (scientific and technical journal). 2012. No. S7. Pp. 282–286. (rus)

18. Abdulin R.R., Podshibnev V.A., Samsonovich S.L. Determination of the coefficient of unevenness between rows of rolling elements in a wave transmission with intermediate rolling elements.

[Opredelenie koeficienta neravnomernosti mezhdu ryadami tel kachenij v volnovej peredache s promezhutochnymi telami kacheniya]. Fundamental and applied problems of engineering and technology. 2021. No. 5 (349). Pp. 58–67. DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-58-67. (rus)

*Information about the authors*

**Bolshakov, German S.** PhD in Engineering, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Technology and Equipment of Mechanical Engineering. E-mail: geraman83@mail.ru. Penza State University. Russia, 440026, Penza, Krasnaya St., 40.

**Tarasov, Denis A.** PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Automation and Control. E-mail: tda82@list.ru. Penza State Technological University. Russia, 440039, Penza, Baidukova Drive/Gagarin St., 1a/11.

---

*Received 08.11.2024*

**Для цитирования:**

Большаков Г.С., Тарасов Д.А. Повышение технологичности при проектировании волновых редукторов силовых приводов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2025. № 7. С. 133–144. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-7-133-144

**For citation:**

Bolshakov G.S., Tarasov D.A. Increasing technology in the design of wave reducers for power drives references. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2025. No. 7. Pp. 133–144. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-7-133-144