

МОТОР-РЕДУКТОР С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Изготовление опытных образцов редуцирующих узлов планетарного типа с промежуточными телами качения в зацеплении и их испытания доказали работоспособность и высокую надежность этих редукторов. Относительно низкий КПД этих передач на данном этапе их развития не позволяет их использовать для изготовления редукторов общемашиностроительного назначения. Однако, в специальных областях машиностроения, для решения конкретных инженерных задач, применение передач с телами качения целесообразно.

Принцип работы эллипсной шариковой передачи (ЭШП) приведен в источниках [1, 2]. На базе ЭШП созданы средства малой механизации [3, 4], разработаны конструкции межколесных дифференциалов повышенного трения [5, 6].

Рассмотрим конструкцию мотор-редуктора (рис.1), созданного на базе многопериодной двухступенчатой ЭШП. Вал асинхронного электродвигателя 1 с помощью шпонки соединяется с входным валом 2 двухступенчатого редуктора. Кулачки 3 и 4 закрепленные с помощью винтов на входном валу 2 образуют беговую дорожку эллипсовидной формы. Тела качения 5 перемещаются по этой беговой дорожке, а также вдоль осевых пазов вала с пазами 6, являющегося также корпусом редуцирующего узла. Одновременно с этим, тела качения вынуждают вращаться вал 7 с многопериодным кулачком на торце. Вал 7 является выходным валом для первой ступени редуктора и, одновременно входным валом для второй ступени. На валу 7 крепятся кулачки 8 и 9, образующие вторую эллипсовидную беговую дорожку. Вал с пазами 10 соединяется болтами с аналогичным валом 6 первой ступени, образуя корпус редуцирующего узла. Вал 11 с многопериодным кулачком на торце является выходным валом мотор-редуктора.

Конструкция мотор-редуктора предусматривает наличие четырех радиальных шарикоподшипников. Характеристики мотор-редуктора приведены в табл.1

Таблица 1

Технические и массо-габаритные характеристики мотор-редуктора

Тип асинхронного электродвигателя	4AA56B2У3
Частота вращения входного вала, об/мин	2760
Передаточное отношение	64
КПД	0,68
Масса (с электродвигателем), кг	8
Диаметр корпуса (без учета фланцев / с учетом фланцев), мм	70 / 90
Длина редуцирующей части (без электродвигателя), мм	177

Рассмотрим алгоритм расчета основных параметров ЭШП для создания редуцирующего узла. Исходными данными для расчета являются: необходимый максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора M_{\max} , наружный диаметр

наружных втулок (максимальный диаметр редуктора D_{\max} , общее передаточное отношение $u_{\text{общ}}$, материал деталей ЭШП и вид их термообработки.

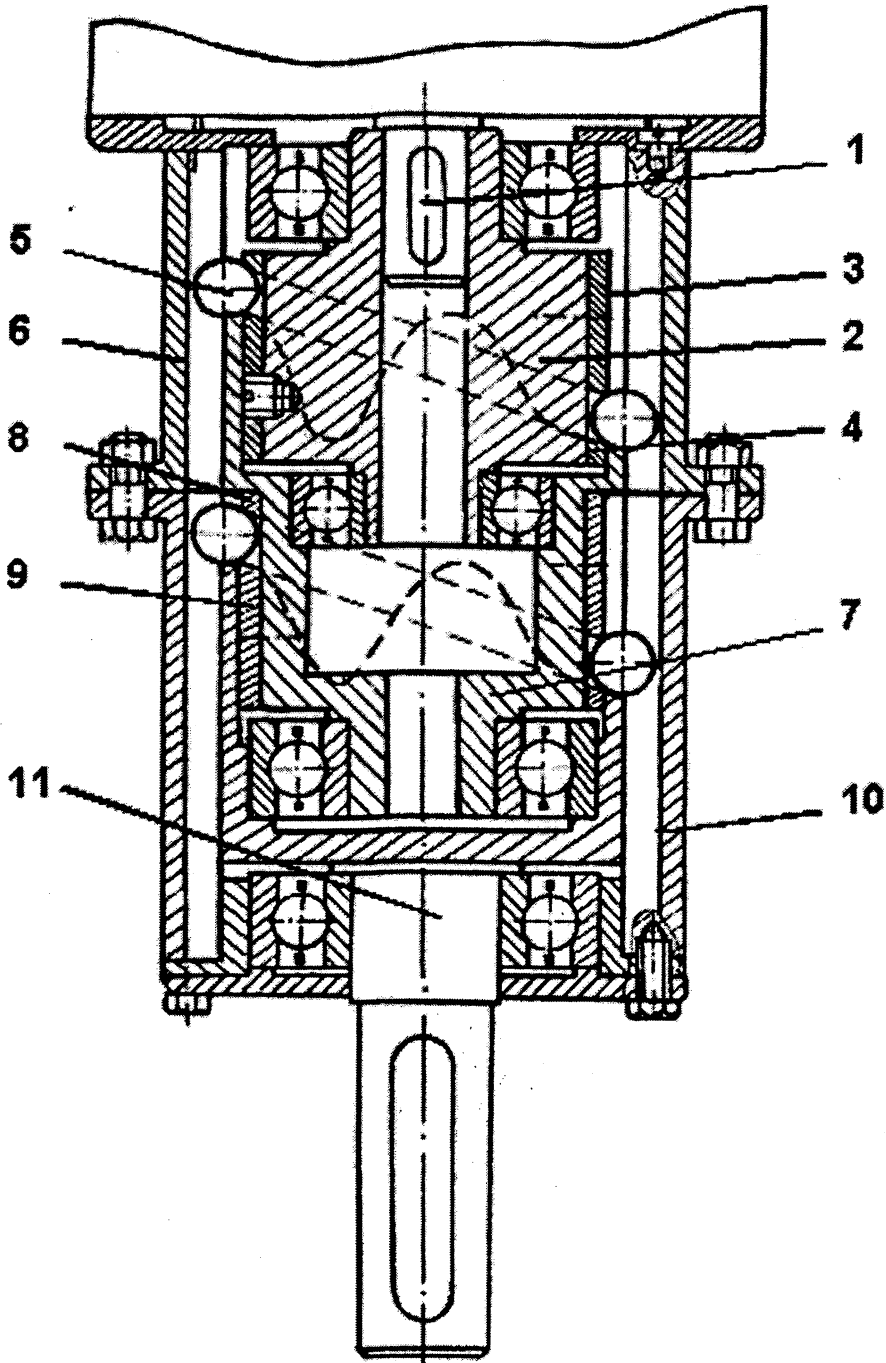


Рис.1. Схема планетарного двухступенчатого шарикового мотор-редуктора

На начальном этапе разработки производится выбор кинематической схемы. Необходимо выбирать ту кинематическую схему, которая обеспечивала бы максимальное передаточное отношение и простоту конструкции редуктора. Такая кинематическая схема – №2 (из шести возможных для реализации схем на базе одной секции передачи): ведущее звено – внутренний кулачок, ведомое – наружный кулачок, вал с пазами заторможен и является корпусом. При необходимости реализации передаточного отношения больше 10, целесообразно разрабатывать многоступенчатую

конструкцию, ступени которой соединены последовательно. Тогда, передаточное отношение одной ступени определяется как частное $u = u_{общ} / n$, где n — число ступеней.

Необходимо выбрать также смазочную композицию для конкретных условий работы и определить приближенно коэффициент трения скольжения f , а также угол трения $\phi = \arctg(f)$.

Число периодов внутреннего кулачка принимаем $Z_1=1$. Тогда число периодов наружного кулачка $Z_3 = u$. Число шариков t в одной секции (число пазов на внутренней поверхности корпуса):

$$t = Z_1 + Z_3 = 1 + u. \quad (1)$$

Уже на предварительной стадии расчета передачи необходимо определить ориентировочные значения некоторых основных параметров ЭШП, которые в дальнейшем могут уточняться и проверяться. Исходя из многолетнего опыта проектирования передач этого типа рекомендуются следующие выражения для нахождения радиуса расположения центров шариков R и диаметра шариков $d_{ш}$:

$$R = (0,37 - 0,38)D_{\max}. \quad (2)$$

$$d_{ш} = 0,4R. \quad (3)$$

Полученные параметры округляют до ближайших целых значений.

На следующем этапе производится расчет амплитуды зацепления. Если радиус R во многом определяется максимально допустимыми габаритами, в которые необходимо встроить передачу, то амплитуду A необходимо оптимизировать по критерию минимальных механических потерь.

На основании анализа фрикционных моделей ЭШП был сделан вывод о существовании оптимального значения угла подъема α_1 , при котором обеспечивается максимальное значение КПД. Это значение равно 35° . Таким образом, существует оптимальное значение угла клина $\varepsilon_{онм}$ для ЭШП, которое равно сумме оптимальных значений углов подъема рабочих поверхностей внутреннего $\alpha_{1онм}$ и наружного $\alpha_{3онм}$ кулачков:

$$\varepsilon_{онм} = \alpha_{1онм} + \alpha_{3онм} = 70^{\circ}. \quad (4)$$

Средние значения углов подъема кривых внутреннего и наружного кулачков определяются согласно выражениям:

$$\alpha_{1ср} = \arctg\left(\frac{2A}{\pi R}\right), \quad (5)$$

$$\alpha_{3ср} = \arctg\left(\frac{2Z_3 A}{\pi R}\right), \quad (6)$$

Тогда выражение (4) запишется:

$$\arctg\left(\frac{2Z_1 A}{\pi R}\right) + \arctg\left(\frac{2Z_3 A}{\pi R}\right) = \varepsilon_{онм}. \quad (7)$$

Выражение (7) можно представить в следующем виде

$$\arctg x + \arctg y = \gamma\pi + \arctg \frac{x+y}{1-xy}, \quad (8)$$

где $\gamma = \begin{cases} 0, & \text{если } xy < 1 \\ 1, & \text{если } x > 0 \text{ и } xy > 1. \end{cases}$

Рассмотрим случай, когда $\gamma=0$ (как правило, при $Z_3 < 10$). Получим

$$\frac{2A(Z_1 + Z_3)}{\pi R - \frac{4A^2 Z_1 Z_3}{\pi R}} = \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}}. \quad (9)$$

После преобразований получаем квадратное уравнение

$$\frac{4Z_1 Z_3}{\pi R} \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}} A^2 + 2(Z_1 + Z_3)A - \pi R \cdot \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}} = 0. \quad (10)$$

Решение этого уравнения может быть представлено в виде

$$A = \frac{\pi R \left(-2(Z_1 + Z_3) \pm \sqrt{4(Z_1 + Z_3)^2 + 16Z_1 Z_3 \operatorname{tg}^2 \varepsilon_{\text{онм}}} \right)}{8Z_1 Z_3 \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}}}. \quad (11)$$

Знак « \pm » в выражении (11) свидетельствует о том, что решение этого уравнения имеет 2 корня. В дальнейшем минус можно не учитывать, так как амплитуда не может быть отрицательной. После обработки выражения (11) с помощью средств ЭВМ для инженерных расчетов рекомендуется следующая формула:

$$A = c \cdot R, \quad (12)$$

где c – коэффициент, представляющий собой функцию, зависящую от Z_1 и Z_2 . При $Z_1=1$, значения c определяются по табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициента c

Z_3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c	1,100	0,762	0,603	0,506	0,439	0,389	0,351	0,320	0,295	0,273
Z_3	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
c	0,255	0,239	0,226	0,213	0,202	0,193	0,184	0,176	0,169	0,162
Z_3	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
c	0,156	0,150	0,145	0,140	0,132	0,131	0,127	0,123	0,120	0,116

Средние значения углов подъема кривых внутреннего и наружного кулачков определяются по формулам (5) и (6). Затем необходимо определить теоретический КПД одной секции передачи согласно следующему выражению:

$$\eta = \frac{\sin(\alpha_{3cp} - \phi) \cos(\alpha_{1cp} + 2\phi)}{u \sin(\alpha_{1cp} + \phi) \cos(\alpha_{3cp} - 2\phi)}. \quad (13)$$

Крутящие моменты, действующие на звенья редуктора:

$$M_1 = \frac{M_{\max}}{u \eta}; \quad (14)$$

$$M_2 = M_1 + M_{\max}, \quad (15)$$

где M_1 и M_3 – крутящие моменты, действующие на входной и заторможенный валы редуктора (секции).

Определяем нормальные силы, действующие на звенья редуктора (на вал с пазами, внутренний и наружный кулачок соответственно):

$$N_2 = \frac{M_2}{R - R_2^{TP}}; \quad (16)$$

$$N_1 = \frac{M_1}{R_1 \sin(\alpha_{1cp} - \phi)}; \quad (17)$$

$$N_3 = \frac{M_3}{R_3 \sin(\alpha_{3cp} + \phi)}, \quad (18)$$

где $R_{гр}^2$ - приведенный радиус вала с пазами, учитывающий потери на трение.

После проведенных расчетов, аналогичные вычисления проводятся для следующей ступени, соединенной с рассчитываемой параллельно. Затем проводятся проверочные расчеты деталей передачи всех ступеней. Тела качения и рабочие поверхности кулачков исследуют на сопротивление контактным напряжениям, сравнивают расчетные напряжения с допускаемыми. Многопериодные кулачки. Проверяют также на сопротивление смятию и изгибу.

Разработана технология изготовления всех деталей мотор-редуктора. Тела качения изготавливаются на специальном оборудовании, либо заказываются на отечественных ГПЗ, либо извлекаются из стандартных шарикоподшипников. Остальные детали возможно изготавливать используя два универсальных станка: фрезерный и токарный. После изготовления эллипсоидных профилей внутренних кулачков и синусоидальных профилей наружных кулачков, целесообразно определить максимальное значение искажения профиля по следующей формуле:

$$\begin{aligned} \Delta b &= \left(A \sin\left(\frac{x}{R}\right) + r_{\omega} \cos \alpha - \left(A \sin\left(\frac{x - r_{\omega} \sin \alpha}{R}\right) + r_{\omega} \right) \right) \cos \alpha = \\ &= A \cos \alpha \left(\sin \varphi - \sin\left(\varphi - \frac{r_{\omega} \sin \alpha}{R}\right) \right), \end{aligned} \quad (19)$$

где x – абсцисса, отсчитываемая вдоль средней линии зацепления и изменяющаяся от 0 до значения $2\pi R$. В формулу (19) поочередно подставляются значения средних углов подъема, вычисленные по формулам (5) и (6). При превышении искажения профиля допустимых значений, принимаются меры технологического характера для срезания рабочих участков на соответствующих кулачках.

На основе вышеприведенной методики создана программа в среде TurboPascal 7.0, позволяющая автоматизировать расчет ЭШП. На базе ЭШП возможно изготовление многоступенчатых редукторов и мотор-редукторов с передаточным отношением до 100 и выше. В этом диапазоне ЭШП могут конкурировать с червячными передачами. Рассмотрим преимущества ЭШП:

- малые диаметральные габариты;
- простота изготовления деталей передачи и их сборки;
- низкая себестоимость изготовления, в том числе из-за отсутствия в конструкции передачи дорогостоящих материалов (бронзы).

Предложенная конструкция редуктора целесообразна для передачи усилий в труднодоступные места, для создания механизмов погружных насосов и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи с примером их практической реализации// Машиностроение: Сб. науч. трудов. Вып.19. Под ред. И.П.Филонова. – Мн.: УП«Технопринт», 2003. – 793с. – С.495-499.;
2. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи: недостатки и преимущества// Приводная техника.– 2003. - №3(43). 0 С.20-22.;
3. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ// Автомобильная промышленность. – 2003. - №5. – С.24-25.;
4. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовиков ЗИЛ и ГАЗ// Инженер-механик. – 2003. - №2(19).–С.24-25.;
5. Лустенков М.Е. Конструкция кулачкового дифференциала с ЭШП// Грузовик&.–2004.-№1(90).–С.13-14.;
6. Лустенков

М.Е. Межколесные кулачковые дифференциалы повышенного трения// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. - №3. – С.16-17.

УДК 621.85.052

А.Т. Скойбеда, В.Н. Авсиевич, А.Г. Баханович

ЗАВИСИМОСТЬ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАБОТЕ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ ОТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь*

Проблеме снижения колебаний и виброакустической активности машин и механизмов в последнее время уделяют пристальное внимание, на ряду с аспектами, связанными с обеспечением работоспособности и функциональной пригодности механизмов. Данные задачи особенно актуальны для зубчато-ременных передач, в связи с растущим применением их в машиностроении.

Характерными источниками колебаний в передачах данного типа являются:

- ударный вход зубьев ремня и шкива в зацепление;
- ударное взаимодействие вершин зубьев шкива с межзубными впадинами ремня.

Исследования, направленные на снижения вибраций в зубчато-ременных передачах, показывают, что несколько снизить величину колебаний можно выбором рациональных уровней предварительных натяжений, скорости движения ремня и величины окружной силы.

Ударная нагрузка на зубья ремня пропорциональна скорости ремня и зависит от предварительного натяжения, коэффициентов демпфирования корда и зубьев ремня, приведенной массы ветви ремня /1, 2/. При этом, на величину коэффициента демпфирования влияет предельная жесткость и предварительное натяжение ремня. С увеличением последнего продольная жесткость ветви ремня также возрастает. Отсюда следует, что ударная нагрузка в зацеплении зубьев и связанные с ней колебательные эффекты в основном зависят от скорости и предварительного натяжения ремня.

Исследованиями подтверждено, что уровень колебаний существенно возрастает с увеличением предварительного натяжения ремня (рис.1).

Чрезмерное повышение предварительного натяжения приводит к резкому повышению амплитуд колебаний, вследствие критического натяжения. С другой стороны, следует отметить, что недостаточное предварительное натяжение приводит к повышению колебательных процессов из-за провисания и «хлопанья» ветвей зубчатого ремня, что увеличивает ударную нагрузку на зубья. Таким образом, низкая шумоколебательная характеристика будет обеспечена при соблюдении условия

$$2F_0 = Ft, \quad (1)$$

где F_0 – сила предварительного натяжения ветви ремня;
 Ft – окружная сила, передаваемая ремнем.

С увеличением скорости движения ремня, уровень колебаний при работе зубчато-ременной передачи также возрастает. Причем, как показывают эксперименты, ни погрешности передачи, ни величина предварительного натяжения не оказывают влияние на данную зависимость /4/. В процессе входа в зацепление зубьев ремня и шкива возникают колебания с частотой, кратной числу зубьев и скорости вращения шкива. Ин-