довательно, обеспечить заданное качество обработанных поверхностей при заданной или максимальной производительности обработки.

Список литературы

1. *Окрепилов, В. В.* Управление качеством : учеб. для вузов / В. В. Окрепилов. –2-е изд., перераб. и доп. – М. : Экономика, 1998. – 782 с.

2. Государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования. Направление подготовки дипломированного специалиста 653200 «транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». Рег. № 405 тех/дс. Утвержден 14.04.2000 г.

3. Государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования. Направление подготовки дипломированного специалиста 653300 «эксплуатация транспорта и транспортного оборудования». Рег. № 299 тех/дс. Утвержден 05.04.2000 г.

4. Государственный образовательный стандарт среднего профессионального образования. Государственные требования к минимуму содержания и уровню подготовки выпускников по специальности 1705 «техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта». Утвержден 22.02.2002 г.

5. *Кеменейд, Э.* Что требует бизнес и что дает вуз / Эверард Кеменейд, Пол Гарр // Стандарты и качество. – 2001. – № 10.

УДК 621.833.061

Д. В. Хлопов, инженер;
Р. С. Елагин, начальник отдела инноваций и логистики
ООО «Параллель»
В. Г. Осетров, доктор технических наук, профессор
Ижевский государственный технический университет

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧИ 2К-Н С ШАРОВЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

В последнее время для совершенствования приводной техники применяются передачи с промежуточными элементами. В качестве промежуточных элементов могут использоваться шарики и ролики. Наиболее эффективно применять промежуточные элементы в планетарных редукторах типа 2К-Н, где не требуется высокая кинематическая точность. Например, такие передачи хорошо работают в системах смесителей различных растворов, на конвейерах, в механизированных инструментах и устройствах для перекрытия нефте- и газопроводов.

Конструкция шарового редуктора 2К-Н (рис. 1) обладает рядом преимуществ по сравнению с зубчатым редуктором.

Первое преимущество заключается в технологичности изготовления и высокой ремонтной способности, второе преимущество в том, что промежуточные элементы могут выполнять двойную функцию: служить для передачи крутящего момента и быть опорой для вала.

© Хлопов Д. В., Елагин Р. С., Осетров В. Г., 2008

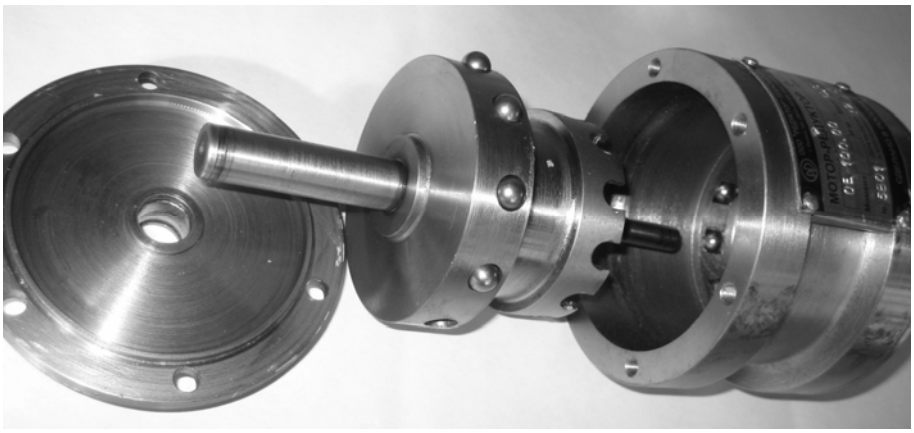

Рис. 1. Редуктор с шаровыми элементами в разобранном виде.
Представлены (справа налево): корпус, сателлит, выходной вал и крышка

Исследование кинематики передачи на плоской модели [1] показало следующее.

При передаче вращения сателлит совершает качение относительно неподвижного колеса планетарной передачи первой ступени, в результате произвольная точка *N* сателлита движется по циклоиде, и сателлит совершает вращение, обратное вращению кривошипа.

Количество таких циклоид равно числу шагов, расположенных по начальной окружности центрального колеса. В данной статье по сравнению с работой [1, 2] приводится аналитический расчет кинематических характеристик передачи. С этой целью рассматривается следующее.

Расстояние от вершины циклоиды до начальной окружности неподвижного центрального колеса равно удвоенной величине эксцентриситета *e*, данное обстоятельство является прямым следствием того, что радиус сателлита равен разности радиуса центрального колеса и величины эксцентриситета кривошипа:

$$R_c = R_к - e, \tag{1}$$

где $R_к$ и e – соответственно радиус начальной окружности центрального колеса и эксцентриситет.

За время полного оборота вокруг своей оси сателлит проходит путь

$$l = 2\pi(R_к - e).$$

Следовательно, за n шагов точка N сместится относительно своего начального положения на величину дуги, равной

$$dS = (2\pi R_к - 2\pi(R_к - e))n = 2\pi e \cdot n,$$

где n – порядковый номер шага.

Приравняв dS к длине начальной окружности центрального колеса и решив это уравнение относительно n, получим выражение для числа шагов k точки N, расположенных по начальной окружности центрального колеса:

$$2\pi R_{\text{к}} = 2\pi e \cdot k \rightarrow k = \frac{2\pi \cdot R_{\text{к}}}{2\pi \cdot e} = \frac{R_{\text{к}}}{e}, \quad (2)$$

где k – число шагов точки N, расположенных по начальной окружности центрального колеса; e – величина эксцентриситета.

Если число шаров на центральном колесе принять равным k, то число выемок k' под шары на сателлите можно найти из условия того, что расстояние между центрами соседних выемок должно быть равно расстоянию между центрами соседних шаров (данное условие продиктовано необходимостью того, чтобы выемка на каждом очередном шаге вставала против соответствующего шара). В математической форме данное условие выражается так:

$$\frac{2\pi \cdot (R_{\text{к}} - e)}{k'} = \frac{2\pi \cdot R_{\text{к}}}{k}.$$

Решив это уравнение относительно k', получим

$$\frac{2\pi \cdot (R_{\text{к}} - e)}{k'} = \frac{2\pi \cdot R_{\text{к}}}{k} \rightarrow \frac{R_{\text{к}} - e}{k'} = \frac{R_{\text{к}}}{k} \rightarrow k' = k\left(1 - \frac{e}{R_{\text{к}}}\right) = k - 1, \quad (3)$$

где k' – число выемок под шары на сателлите.

Таким образом, число выемок в сателлите на единицу меньше числа шаров на центральном колесе.

Так как сателлит совершает качение относительно центрального колеса, то линейная скорость движения точки на поверхности сателлита, соприкасающейся с центральным колесом, равна разности линейных скоростей вращения: точки начальной окружности центрального колеса и центра сателлита

$$v = \omega_{\text{с}} \cdot (R_{\text{к}} - e) = -\omega \cdot e + \omega_{\text{к}} \cdot R_{\text{к}}, \quad (4)$$

где v – линейная скорость движения точки на поверхности сателлита, соприкасающейся с центральным колесом; ω, $\omega_{\text{с}}$ и $\omega_{\text{к}}$ – соответственно угловые скорости вращения: кривошипа сателлита и центрального колеса; $R_{\text{к}}$ – радиус начальной окружности центрального колеса.

Учитывая тот факт, что для неподвижного колеса угловая скорость $\omega_{\text{н}}$ равна нулю, имеем

$$v = \omega_{\text{с}}(R_{\text{н}} - e) = -\omega \cdot e\,. \quad (5)$$

Решив уравнение (5) относительно $\omega_{\text{с}}$, получим выражение для нахождения угловой скорости сателлита:

$$v = \omega_{\text{с}}(R_{\text{н}} - e) = -\omega \cdot e \rightarrow \omega_{\text{с}} = -\omega \frac{e}{(R_{\text{н}} - e)}, \quad (6)$$

где $\omega_{\text{с}}$ – угловая скорость сателлита; ω – угловая скорость кривошипа (равная угловой скорости входного вала).

Подставив выражение (6) в (4), получим

$$v = -\omega \frac{e}{(R_н - e)}(R_к - e) = -\omega \cdot e + \omega_к \cdot R_к, \tag{7}$$

где $R_н$, $R_к$ и e – соответственно радиусы неподвижного колеса первой ступени, подвижного колеса второй ступени и величина эксцентриситета; $\omega_к$ и ω – угловые скорости вращения: центрального колеса второй ступени и кривошипа.

Решив данное уравнение относительно $\omega_к$, получим

$$\omega_к \cdot \frac{\partial^2 \Omega}{\partial v^2} = -\omega \frac{e}{(R_н - e)}(R_к - e) + \omega \cdot e = \omega \frac{e(R_н - e) - e(R_к - e)}{(R_н - e)} = \omega \frac{e(R_н - R_к)}{(R_н - e)};$$

$$\omega_к = \omega \frac{e(R_н - R_к)}{(R_н - e)R_к} = \omega \frac{(R_н - R_к)}{(R_н - e)k_к}, \tag{8}$$

где $R_н$, $R_к$ и e – соответственно радиусы неподвижного колеса первой ступени, подвижного колеса второй ступени и величина эксцентриситета; $\omega_к$ и ω – угловые скорости вращения центрального колеса второй ступени и кривошипа.

Полученная нами формула, выражает зависимость между угловыми скоростями вращения выходного вала (подвижного колеса) и входного вала (кривошипа). Как видно из выражения (8), при равенстве радиусов неподвижного центрального колеса первой ступени и подвижного центрального колеса второй ступени ($R_н = R_к$) угловая скорость подвижного колеса второй ступени и связанного с ним выходного вала равна нулю ($\omega_к = 0$). Направление вращения входного и выходного вала совпадают (имеют один знак) при выполнении условия $R_н > R_к$ и взаимно противоположны (имеют противоположные знаки) в противном случае.

Разделив обе части равенства (11) на угловую скорость ω кривошипа, получим выражение для определения величины обратной передаточному числу

$$\frac{\omega_к}{\omega} = \frac{e(R_н - R_к)}{(R_н - e)R_к} = \frac{1}{U}, \tag{9}$$

где U – передаточное число редуктора.

Учитывая тот факт, что зависимость величины радиуса начальной окружности центрального колеса от количества шагов и величины эксцентриситета выражается формулой

$$R_к = k \cdot e \ \text{(следствие из отношения (4))},$$

где k – число шагов точки N сателлита на начальной окружности центрального колеса; e – величина эксцентриситета, выражение (9) примет вид:

$$\frac{\omega_к}{\omega} = \frac{e(k_н \cdot e - k_к \cdot e)}{(k_н \cdot e - e)k_к \cdot e} = \frac{e^2(k_н - k_к)}{(k_н - 1)k_к \cdot e^2} = \frac{(k_н - k_к)}{(k_н - 1)k_к} = \frac{1}{U}, \tag{10}$$

где $k_н$ – число шагов точки N сателлита на начальной окружности неподвижного центрального колеса первой ступени; $k_к$ – число шагов точки N сателлита на начальной окружности подвижного центрального колеса второй ступени.

В каждый момент времени на сателлит действуют силы $F_{тк}$ и $F_{тн}$ сопротивления его движению со стороны центральных колес первой и второй ступеней, а также тангенциальная составляющая $F_{τe}$ силы упругости кривошипа F_e, приводящая сателлит в движение и равная отношению момента вращения кривошипа к величине эксцентриситета

$$F_{τe} = \frac{M_{вх}}{e},$$

где $M_{вх}$ – момент вращения кривошипа (входного вала редуктора); e – величина эксцентриситета.

Для простоты рассмотрим идеальный случай, т. е. когда точки приложения этих сил лежат на одной прямой, как показано на рис. 2.

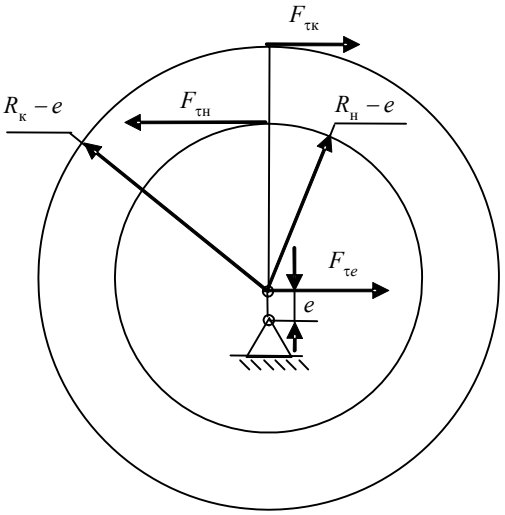

Рис. 2. Схема сил, действующих на сателлит и выходной вал

Тогда из условия равновесия сателлита следует, что суммарный момент этих сил равен нулю. Это возможно лишь в том случае, если, во-первых, равнодействующая сил $F_{тк}$ и $F_{τe}$ равна по модулю силе $F_{тн}$, во-вторых, равнодействующая сил $F_{тк}$ и $F_{τe}$ лежит на одной прямой с $F_{тн}$.

Данные условия можно записать в виде следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} F_{τe}(R_н - e) = F_{тк}(R_к - R_н) \\ F_{τe} + F_{тк} - F_{тн} = 0. \end{cases} \tag{11}$$

Первое уравнение системы – следствие того, что линия действия равнодействующей двух параллельных сил проходит между точками их приложения на расстояниях, обратно пропорциональных этим силам. Второе уравнение системы является

следствием того, что модуль равнодействующей параллельных сил равен сумме модулей этих сил с учетом их направлений [3].

Решение данной системы уравнений позволит найти силы сопротивления движению сателлита со стороны центральных колес первой и второй ступеней:

$$\begin{cases} F_{\tau e}(R_{\text{н}} - e) = F_{\tau\text{к}}(R_{\text{к}} - R_{\text{н}}) \\ F_{\tau e} + F_{\tau\text{к}} - F_{\tau\text{н}} = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_{\tau\text{к}} = F_{\tau e}\dfrac{(R_{\text{н}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})} \\ F_{\tau e} + F_{\tau e}\dfrac{(R_{\text{н}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})} - F_{\tau\text{н}} = 0; \end{cases}$$

$$F_{\tau\text{к}} = F_{\tau e}\frac{(R_{\text{н}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})};$$

$$F_{\tau\text{н}} = F_{\tau e}\left(1 + \frac{(R_{\text{н}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})}\right) = F_{\tau e}\frac{(R_{\text{к}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})}.$$

С учетом равенства (11) имеем

$$F_{\tau\text{к}} = \frac{(R_{\text{н}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})}\frac{M_{\text{вх}}}{e}; \tag{12}$$

$$F_{\tau\text{н}} = \frac{(R_{\text{к}} - e)}{(R_{\text{к}} - R_{\text{н}})}\frac{M_{\text{вх}}}{e}, \tag{13}$$

где $R_{\text{н}}$, $R_{\text{к}}$ и e – соответственно радиусы неподвижного колеса первой ступени, подвижного колеса второй ступени и величина эксцентриситета; $M_{\text{вх}}$ – момент вращения кривошипа (входного вала редуктора),

$$M_{\text{вых}} = -F_{\tau\text{н}}R_{\text{к}} = \frac{(R_{\text{н}} - e)}{(R_{\text{н}} - R_{\text{к}})}\frac{M_{\text{вх}}}{e}R_{\text{к}} = \frac{(R_{\text{н}} - e)R_{\text{к}}}{(R_{\text{н}} - R_{\text{к}})e}M_{\text{вх}} = U \cdot M_{\text{вх}}.$$

Зависимость угла поворота сателлита вокруг своей оси от времени описывается формулой

$$\varphi = \varphi_0 + \omega_{\text{с}} \cdot t, \tag{15}$$

где φ – угол поворота сателлита; φ_0 – начальный угол поворота сателлита; $\omega_{\text{с}}$ – угловая скорость вращения сателлита вокруг своей оси; t – координата времени.

Аналогично зависимость угла поворота центра сателлита вокруг оси неподвижного колеса от времени описывается формулой

$$\gamma = \gamma_0 + \omega \cdot t, \tag{16}$$

где γ – угол поворота центра сателлита; γ_0 – начальный угол поворота центра сателлита; ω – угловая скорость вращения кривошипа; t – координата времени.

С учетом равенств (15) и (16) положение точки N в произвольный момент времени описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} X = e \cdot \cos(\gamma_0 + \omega \cdot t) + (R_н - e)\cos(\varphi_0 + \omega_c \cdot t) \\ Y = e \cdot \sin(\gamma_0 + \omega \cdot t) + (R_н - e)\sin(\varphi_0 + \omega_c \cdot t). \end{cases} \quad (17)$$

Приняв начальные углы γ_0 и φ_0 равными 0 и подставив выражение (6) в систему (17), получим

$$\begin{cases} X = e \cdot \cos(\omega \cdot t) + (R_н - e)\cos\left(\omega \dfrac{e}{R_н - e} t\right) \\ Y = e \cdot \sin(\omega \cdot t) - (R_н - e)\sin\left(\omega \dfrac{e}{R_н - e} t\right). \end{cases}$$

Более точные результаты для выходного момента вращения можно получить, продифференцировав эти уравнения и найдя уравнение скорости и ускорения, из которых определяются силы, действующие на шары.

Испытания редуктора с шаровыми элементами проводилось на стенде (рис. 3).

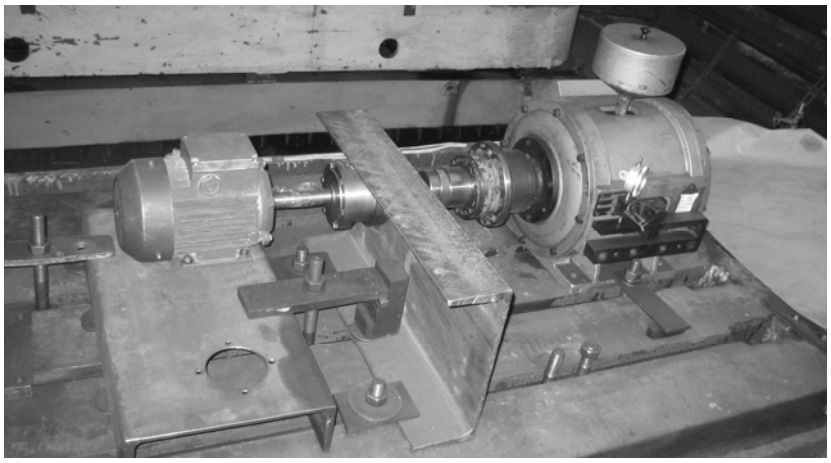

Рис. 3. Редуктор с шаровыми элементами при испытаниях на стенде

При испытаниях редуктора в течение 108 часов под нагрузкой 30–35 Н/м на выходном валу выяснилось, что уровень шума не более 86 Дб, коэффициент полезного действия составляет от 0,90 до 0,92.

На работоспособность редуктора значительно оказывает влияние жидкая смазка, которая позволяет уменьшить силы трения и уровень шума. В ходе испытаний выяснилось также, что крутящий момент на выходном валу не постоянный и колеблется в пределах 5 Н/м.

Выводы

1. Аналитический метод позволяет провести кинематический анализ для оценки характеристик элементов движения передачи.

2. Силы, действующие на шар, позволяют определить крутящий момент на выходном валу и теоретический коэффициент полезного действия.

3. Предварительные испытания показали удовлетворительные результаты и возможность использования для различных механизмов нефтяной промышленности.

Список литературы

1. *Елагин, Р. С.* Графоаналитический метод определения характеристик шаровой передачи 2К-Н / Р. С. Елагин, В. Г. Осетров, В. Г. Сухоруков // Современные технологии в машиностроении и автомобилестроении : материалы науч.-техн. конф. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2005. – 108 с.

2. Решение о выдаче патента на изобретение № 2004124978/11 (026924) / Осетров В. Г., Елагин Р. С. и др. «Редуктор планетарный шаровой».

3. *Тарг, С. М.* Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М. : Физматгиз, 1961. – 401 с.

УДК 621.833.061.002

Н. К. Блинов, кандидат технических наук
Ижевский государственный технический университет

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ РЕДУКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

Рассматриваются технологические способы сборки подшипниковых узлов редукторов.

В редукторной технике наиболее распространенными являются изделия с разъемными конструкциями корпусов. В таких редукторах подшипниковые узлы обычно закрывают закладными крышками (рис. 1). Крышки *2* и *5*, оснащенные кольцевыми буртиками, фиксируются кольцевыми канавками, выполненными в подшипниковых отверстиях корпуса *1*.

При крупносерийном производстве редукторов получение кольцевых канавок в подшипниковых отверстиях корпусов обычно не вызывает никаких технологических проблем, так как для их растачивания применяют специальные станки. В единичных и мелкосерийных производствах обработку корпусов редукторов, как правило, осуществляют на многоцелевых станках с ЧПУ, т. е. на «обрабатывающих центрах». Растачивание кольцевых канавок на таких станках автоматически выдвигающимися резцами технологически невозможно. Поэтому кольцевые канавки в отверстиях корпусов на «обрабатывающих центрах» получают круговым фрезерованием дисковыми фрезами. Производительность такой операции обычно очень низкая из-за пониженных режимов резания.

Если кольцевые канавки перенести на крышки *2* и *5*, как это показано на рис. 2, а кольцевыми буртиками оснастить подшипниковые отверстия корпуса, то при его обработке операция получения канавок вообще не понадобится. Проточить же кольцевые канавки в крышках не представляет никакой технологической трудности.

Легко заметить, что приведенные схемы базирования закладных крышек являются явно избыточными. Это наглядно видно из размерных цепей *А* и *Б* (рис. 1 и 2), в которых участвуют такие крышки.

© Блинов Н. К., 2008