

УДК 621.833

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТИПА 2К-Н ПРИ ОПТИМАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Н.М. Чернова, Л.В. Барановская

Рассматривается разработка методики учета энергоемкости планетарных зубчатых передач типа 2к-н при решении задачи автоматизированного оптимального проектирования на основе принципа Парето. Получены соотношения определения коэффициента полезного действия с учетом ведущего звена передачи, а также абсолютного значения и знака передаточного отношения планетарной передачи. Определены области самоторможения планетарных зубчатых передач.

Ключевые слова: планетарные зубчатые передачи; оптимальное проектирование; коэффициент полезного действия; самоторможение.

ОПТИМАЛДУУ ДОЛБООРЛООДО 2К-Н ТИБИНДЕГИ ПЛАНЕТАРДЫК ТИШТҮҮ ӨТКӨРГҮЧТӨРДҮН ЭНЕРГИЯ СЫЙЫМДУУЛУГУН БААЛОО МАСЕЛЕСИ

Н.М. Чернова, Л.В. Барановская

Бул макалада Парето принцибинин негизинде автоматташтырылган оптималдуу долбоорлоо маселесин чечүү үчүн 2к-н тибиндеги планетардык тиштүү өткөргүчтөрдүн энергия сыйымдуулугун эсепке алуу методикасын иштеп чыгуу каралат. Негизги өткөрүү звеносун, ошондой эле планетардык өткөрүүнүн абсолюттук маанисин жана өткөрүү белгисин эске алуу менен пайдалуу иш-аракет коэффициентин аныктоо катышы алынды. Планетардык тиштүү өткөргүчтөрдүн өзүн өзү токтотуу аймагы аныкталды.

Түйүндүү сөздөр: планетардык тиштүү өткөргүчтөр; оптималдуу долбоорлоо; пайдалуу иш-аракет коэффициенти; өзүн өзү токтотуу.

TO THE QUESTION OF ENERGY INTENSITY ASSESSMENT OF PLANETARY GEAR, TYPE 2K-N AT THE OPTIMUM DESIGNING

N.M. Chernova, L.V. Baranovskaya

The article is devoted to the development of the treatment of the energy intensity of the planetary gear type 2k-n in solving the problem of automated optimal design based on the Pareto principle. The relations of the efficiency determination with the master transmission unit and the absolute value and sign of the transmission ratio of the planetary gear are received. The domains of the self-locking planetary gear are determined.

Keywords: planetary gears; optimum designing; efficiency; self-locking.

Существенным недостатком в современном проектировании планетарных редукторов является подход, при котором заранее выбирается схема редуктора, а затем по заданному передаточному отношению проводится подбор чисел зубьев, что в некоторых случаях не позволяет получить оптимального решения поставленной задачи. Для автоматизации выбора оптимальной схемы зубчатой передачи была разработана

методика оптимального проектирования планетарных зубчатых передач на основе принципа Эджворта–Парето [1], в которой в качестве критериев рассматриваются весогабаритные характеристики передачи, ряд качественных характеристик, а также энергоемкость передачи, оцениваемая по величине коэффициента полезного действия (КПД) передачи.

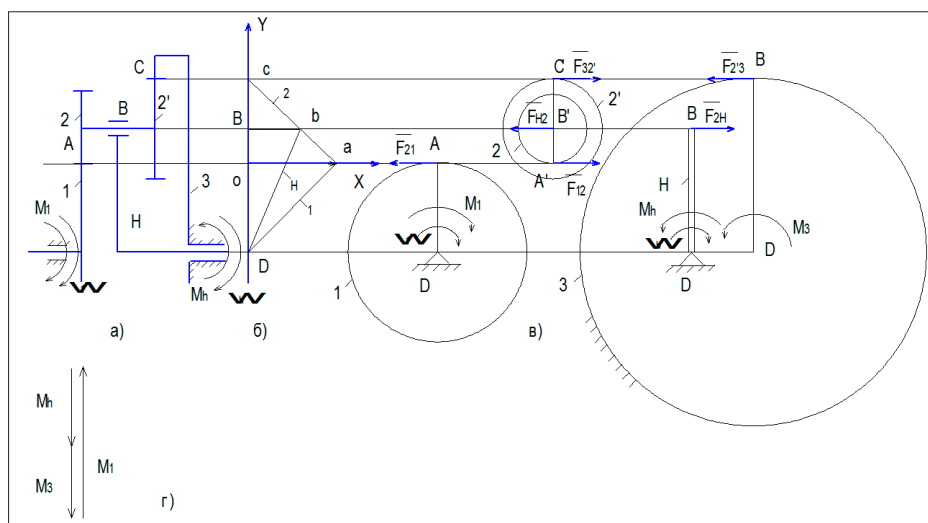


Рисунок 1 – К вопросу определения КПД основного редуктора с положительным передаточным отношением: а – схема планетарного механизма; б – картина распределения скоростей; в – картина распределения сил и моментов; г – эпюра моментов

По вопросу определения КПД планетарных зубчатых передач типа 2к-н имеется много работ, однако до сих пор данный вопрос остается дискуссионным. В этой области известны работы В.Н. Кудрявцева, Л.Н. Решетова, В.В. Добровольского, Г.Г. Баранова, Н.И. Колчина [2–6]. Но поскольку при разных подходах к данному вопросу встречаются некоторые противоречия, кроме того, в ряде работ рассматриваются только некоторые из возможных схем планетарных механизмов, авторы сочли возможным предложить свой подход к решению данной задачи, позволяющий автоматизировать расчет КПД при оптимальном проектировании передач типа 2к-н.

КПД эпициклических механизмов принято выражать через КПД зубчатых передач, входящих в их состав, пренебрегая влиянием центробежных сил, при числе сателлитов, входящих в передачу, большем единицы. В соответствии с методом графического синтеза [7], предварительно разделим все планетарные зубчатые передачи типа 2к-н на следующие группы: в зависимости от абсолютного значения передаточного отношения – на редукторы ($|u| \geq 1$) и мультипликаторы ($|u| < 1$); в зависимости от ведущего звена передачи возможные схемы редукторов и мультипликаторов условно разобьем: на основные – при ведущем зубчатом колесе, дополнительные – при ведущем водиле.

Рассмотрим основной редуктор с положительным передаточным отношением (рисунок 1, а). Обозначим через w_1 и M_1 угловую скорость ведущего звена – центрального колеса 1, и действующий на него движущий момент. Ведомое звено – водило вращается с угловой скоростью w_h , к нему приложен момент полезного сопротивления M_h . На неподвижное опорное колесо 3 действует реактивный момент M_3 . Точка А на схеме – точка контакта центрального первого колеса с сателлитным колесом 2; точка В – ось вращения сателлитных колес 2 и 2'; точка С – точка контакта неподвижного центрального колеса 3 с сателлитным колесом 2'. На рисунке 1, б представлена картина распределения скоростей по схеме редуктора. Как видно из построения, направления вращения ведущего и ведомого звеньев совпадают, следовательно, моменты M_h и M_1 противоположны.

Моменты в зубчатом планетарном механизме связаны между собой уравнением равновесия всех внешних моментов, приложенных к механизму:

$$\overline{M_1} + \overline{M_h} + \overline{M_3} = 0. \quad (1)$$

Для получения соотношений распределения сил и моментов, приложенных к звеньям зубчатого механизма, рассмотрим равновесие каждого звена механизма в отдельности (рисунок 1, в): на первое звено действуют движущий момент \overline{M} и сила \overline{F}_1 со стороны сателлитного колеса

2; на блок сателлитов – силы $\overline{F_{12}}$ со стороны 1-го колеса; $\overline{F_{h2}}$ – со стороны водила; $\overline{F_{32'}}$ – со стороны 3-го колеса; на водило – момент $\overline{M_h}$ полезного сопротивления и сила $\overline{F_{2h}}$ со стороны блока сателлитов; на третье колесо – реактивный момент $\overline{M_3}$ и сила $\overline{F_{23}}$ со стороны сателлитного колеса 2'. Моменты и окружные усилия связаны следующими соотношениями:

$$\overline{F_{12}} = \frac{M_1}{r_1}; \quad \overline{F_{21}} = -\overline{F_{12}}; \quad \overline{F_{h2}} = \frac{M_h}{r_h} = \frac{M_h}{r_1 + r_2};$$

$$\overline{F_{2h}} = -\overline{F_{h2}}; \quad \overline{F_{32'}} = \frac{M_3}{r_3}; \quad \overline{F_{23'}} = -\overline{F_{32'}}.$$

Для определения величины и направления окружного усилия $\overline{F_{32'}}$ рассмотрим условие равновесия блока сателлитов в виде уравнения моментов всех сил, действующих на блок сателлитов, относительно оси вращения сателлитных колес – точки В:

$$\sum M_{iB'} = 0; \quad \overline{F_{12}} \cdot r_2 - \overline{F_{32'}} \cdot r_2' = 0; \Rightarrow \overline{F_{12}} \cdot r_2 = \overline{F_{32'}} \cdot r_2'$$

определим направление усилия $\overline{F_{32'}}$:

$$\overline{F_{32'}} \uparrow \downarrow \overline{F_{12}}; \quad \overline{M_3} \uparrow \downarrow \overline{M_1}.$$

С учетом полученного направления реактивного момента $\overline{M_3}$, эпюра моментов принимает вид, показанный на рисунке 1, г, следовательно, величины моментов связаны соотношением:

$$\overline{M_h} = \overline{M_1} - \overline{M_3}. \quad (2)$$

Рассмотрим относительное движение механизма по отношению к водилу, придав механизму обратное движение с угловой скоростью $(-\omega_h)$. В относительном движении первое колесо будет вращаться с угловой скоростью $\overline{\omega_1^H}$, модуль которой определится соотношением:

$$\overline{\omega_1^H} = \omega_1 - \omega_h,$$

так как для основного редуктора $\omega_1 > \omega_h$, а колесо 3 будет вращаться с угловой скоростью:

$$\overline{\omega_3^H} = -\overline{\omega_h}.$$

Угловая скорость первого колеса в обратном движении совпадет по направлению с угловой скоростью первого колеса в абсолютном движении, т. е. В относительном движении $\overline{\omega_1^H} \uparrow \uparrow \overline{M_1}$, следовательно, первое колесо является ведущим. Согласно закону передачи моментов:

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{нс}}}{u_{1n} \cdot \eta_{1n}}, \quad (3)$$

где $M_{\text{дв}}$ – момент сил движущих; $M_{\text{нс}}$ – момент сил полезного сопротивления; u_{1n} – передаточное отношение от ведущего 1-го к ведомому n -му звену; η_{1n} – КПД механизма.

Для полученного обращенного механизма соотношение (3) примет вид:

$$M_1 = \frac{M_3}{u_{13}^H \cdot \eta_{13}}. \quad (4)$$

Тогда

$$M_3 = M_1 \cdot u_{13}^H \cdot \eta_{13}, \quad (5)$$

где u_{13}^H – передаточное отношение обращенного механизма; η_{13} – КПД обращенного механизма.

Определим величины, входящие в соотношение (5):

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_3 - \omega_h} = \frac{u_{1h} - 1}{-1} = 1 - u_{1h}, \quad (6)$$

где u_{1h} – передаточное отношение планетарного механизма.

$$\eta_{13} = \eta_{12} \cdot \eta_{23}, \quad (7)$$

где η_{12}, η_{23} – КПД первой и второй ступени обращенного механизма.

КПД одной ступени можно определить по формуле [6]:

$$\eta = 1 - \frac{\pi f \varepsilon}{2} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) - \frac{1}{m \cos \alpha} \left(\frac{f_1 d_1}{z_1} + \frac{f_2 d_2}{z_2} \right),$$

где ε – коэффициент перекрытия; z_1, z_2 – числа зубьев колес; f – коэффициент трения скольжения; m – модуль зацепления; d_1 и d_2 – диаметры подшипников колес 1 и 2; f_1 и f_2 – приведенные коэффициенты трения подшипников.

С учетом полученного соотношения (5), соотношение (2) принимает вид:

$$\overline{M_h} = \overline{M_1} - \overline{M_1} \cdot u_{13}^H \cdot \eta_{13} = \overline{M_1} (1 - u_{13}^H \cdot \eta_{13}).$$

Откуда, с учетом соотношения (6), получим:

$$\overline{M_h} = \overline{M_1} (1 - \eta_{13} (1 - u_{1h})). \quad (8)$$

Определим КПД планетарного механизма как отношение мощности, развиваемой силами полезного сопротивления, к мощности сил движущих:

$$\eta = \frac{M_h \omega_h}{M_1 \omega_1} = \frac{M_h}{M_1 u_{1h}},$$

с учетом соотношения (8) окончательно получим:

$$\eta = \frac{1 - \eta_{13} (1 - u_{1h})}{u_{1h}}. \quad (9)$$

Алогичным образом были получены соотношения для остальных групп планетарных зубчатых передач. При этом формулы расчета КПД основных редукторов и дополнительных

Таблица 1 – Формулы расчета КПД планетарных зубчатых передач типа 2k-h

Редукторы		Мультипликаторы	
основные	дополнительные	основные	дополнительные
$\eta = \frac{1 - \eta_{13}(1 - u_{1h})}{u_{1h}}$	$u_{hl} > 0:$ $\eta = \frac{1}{u_{hl} - \frac{1}{\eta_{13}}(u_{hl} - 1)} u_{hl}$ $< 0:$ $\eta = \frac{1}{u_{hl} - \frac{1}{\eta_{13}}(u_{hl} - 1)}$	$u_{1h} > 0:$ $\eta = \frac{1}{u_{1h}} \left(1 - \frac{1}{\eta_{13}} (1 - u_{1h}) \right)$ $u_{1h} < 0:$ $\eta = \frac{1}{u_{1h}} (1 - \eta_{13} (1 - u_{1h}))$	$\eta = \frac{1}{u_{hl} - \frac{1}{\eta_{13}}(u_{hl} - 1)}$

Таблица 2 – Условия появления условия самоторможения в планетарных зубчатых передачах типа 2k-h

Редукторы дополнительные		Мультипликаторы основные	
$u_{hl} > 0$	$u_{hl} < 0$	$u_{1h} > 0$	$u_{1h} < 0$
$u_{hl} \geq \frac{\eta_{13} - 2}{\eta_{13} - 1}$	$u_{hl} \leq \frac{2\eta_{13} - 1}{\eta_{13} - 1}$	$u_{1h} \leq 2 \frac{\eta_{13} - 1}{\eta_{13} - 2}$	$u_{1h} \geq 2 \frac{\eta_{13} - 1}{2\eta_{13} - 1}$

мультипликаторов не зависят от знака передаточного соотношения. Соотношения для расчета КПД планетарных зубчатых передач приведены в таблице 1.

Данные соотношения позволяют построить графики распределения КПД планетарных механизмов в зависимости от передаточного отношения и определить зоны появления явления самоторможения, если в качестве начала явления самоторможения считать момент, когда КПД планетарного механизма имеет значение меньше 0,5 [5]. Явление самоторможения возникает в редукторах, выполненных по дополнительным схемам (при ведущем водиле), и мультипликаторах, выполненных по основным схемам (при ведущем зубчатом колесе). Полученные условия возникновения самоторможения приведены в таблице 2.

Выводы. Приведенные соотношения для расчета КПД планетарных зубчатых передач охватывают все возможные простейшие схемы планетарных зубчатых передач типа 2k-h. Формулы имеют удобную в применении форму, что позволяет использовать их на стадии проекторочного расчета при автоматизированном оп-

тимальном проектировании планетарных зубчатых передач.

Литература

1. Чернова Н.М. Метод оптимального проектирования на основе принципа Парето / Н.М. Чернова, А.П. Кобзев // Изв. ТулГУ. Технические науки. Тула, 2009. Вып. 2. С. 72–80.
2. Планетарные передачи. Справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева, Кирдяшева Ю.Н. Л.: Машиностроение, 1977. 535 с.
3. Машиностроение. Энциклопедия. Т. 1V-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 863 с.
4. Баранов Г.Г. Кинематика и динамика механизмов. Ч. 1 / Г.Г. Баранов. М.: Госэнергоиздат, 1932. 394 с.
5. Колчин Н.И. Механика машин. Ч. 2 / Н.И. Колчин. М.: Машгиз, 1963. 535 с.
6. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Г.Г. Баранов. М.: Машиностроение, 1975. 494 с.
7. Чернова Н.М. Применение метода графического синтеза к проектированию планетарных зубчатых передач: учеб. пособие / Н.М. Чернова, В.А. Авдеев. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2005. 56 с.