

УДК 621.8

АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ МОЩНОСТИ В ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕ ТИПА 3К-Н

Н.М. Чернова

Рассматривается распределение потоков мощности в планетарной зубчатой передаче типа 3к-н при решении задачи автоматизированного оптимального проектирования на основе принципа Парето. Получено соотношение определения коэффициента полезного действия в зависимости от параметров ведущего звена передачи, а также абсолютного значения передаточного отношения.

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

3К-Н ТИБИНДЕГИ ПЛАНЕТАРДЫК ӨТКӨРГҮЧТӨ КУБАТТУУЛУК АГЫМДАРЫНЫН БӨЛҮШТҮРҮЛҮШҮНӨ ТАЛДОО ЖҮРГҮЗҮҮ

Н.М. Чернова

Бул макалада Парето принцибинин негизинде автоматташтырылган оптималдуу долбоорлоо маселесин чечүүдө 3к-н тибиндеги планетардык тиштүү өткөргүчтө кубаттуулук агымдарынын бөлүштүрүлүшү каралды. Башкы өткөргүч тогоонун параметрлерине жараша пайдалуу иш-аракет коэффициентин аныктоо катышы, ошондой эле өткөргүч катыштын абсолюттук мааниси алынды.

Түйүндүү сөздөр: планетардык тиштүү өткөргүч; оптималдуу долбоорлоо; кубаттуулук агымдары; пайдалуу иш-аракет коэффициенти.

ANALYSIS OF DISTRIBUTION OF POWER FLOWS IN A PLANETARY GEAR TYPE 3K-N

N.M. Chernova

The article is devoted to the item of distribution of power flows in a planetary gear type 3k-h, when solving the problem of automated optimal design, based on the Pareto principle. A correlation is obtained for determining the efficiency as a function of the parameters of the driving gear unit, as well as the absolute value of the gear ratio.

Keywords: planetary gears; optimal design; power flows; efficiency.

Одним из важнейших элементов энерговооружённых машин был и остаётся высокомоментный редукторный электропривод. Проблема создания новой методологии автоматизированного проектирования энергонасыщенных и одновременно энергосберегающих приводов в условиях жёсткой конкуренции с зарубежной машиностроительной продукцией стоит особенно остро. Основным резервом для минимизации габаритно-массовых параметров многопоточных передач является разгрузка рабочих зацеплений в потоках мощности, что возможно только в многопоточных передачах типа 3к-н [1].

Для автоматизации многокритериального оптимального проектирования зубчатых передач была разработана методика на основе принципа Эджворта-Парето [2], в которой энергоёмкость передачи оценивается по величине коэффициента полезного действия (КПД) передачи. В целях применения

данной методики к оптимальному проектированию планетарных зубчатых передач типа 3к-н на основании метода графического синтеза были получены расчетные соотношения для определения начальных радиусов колес в зависимости от передаточного отношения и введенного обобщенного геометрического параметра [3], который определяется, исходя из требуемых качественных характеристик зубчатого механизма. Не решенным оставался вопрос получения соотношений для определения КПД данного типа передач, удобных для автоматизации решения задачи.

Рассмотрим распределение потоков мощности и методику расчета КПД для передач типа 3к-н на примере редуктора с положительным передаточным отношением u_{14} ($z_2 > z_2'$). В данной передаче (рисунки 1) ведущее звено – колесо 1 вращается с угловой скоростью ω_1 под действием движущего момента M_1 . К ведомому звену – колесу 4, вращающемуся с угловой скоростью ω_4 , приложен момент полезного сопротивления M_4 . Согласно закону передачи моментов КПД планетарного механизма можно определить по формуле:

$$\eta_{14} = \frac{M_4}{M_1 \cdot u_{14}}, \quad (1)$$

где M_1 – момент на ведущем валу; M_4 – момент на ведомом валу; u_{14} – передаточное отношение от ведущего 1-го к ведомому 4-му звену; η_{14} – общий КПД планетарного механизма.

Определим связь между M_1 и M_4 . Рассмотрим относительное движение механизма по отношению к водилу, придав механизму обратное движение с угловой скоростью $(-\omega_h)$. При этом первое колесо в обратном движении будет вращаться с угловой скоростью $\overline{\omega}_1^H$; $\omega_1^H = \omega_1 - \omega_h$. Так как $\omega_1 > \omega_h$, то $\overline{\omega}_1^H \uparrow \overline{\omega}_1$. Получим, что в относительном движении $\overline{\omega}_1^H \uparrow \overline{M}_1$, следовательно, первое колесо является ведущим. 4-е колесо будет вращаться с угловой скоростью $\overline{\omega}_4^H$; $\omega_4^H = \omega_4 - \omega_h$. Так как $\omega_4 < \omega_h$, то $\overline{\omega}_4^H \downarrow \overline{\omega}_4$. Получим, что в относительном движении $\overline{\omega}_4^H \uparrow \overline{M}_4$, следовательно, 4-е колесо также является ведущим. 3-е колесо будет вращаться с угловой скоростью $\overline{\omega}_3^H = -\omega_h$. Получим, что $\overline{\omega}_3^H \downarrow \overline{M}_3$, следовательно, 3-е колесо – ведомое.

Таким образом, в полученном обратном механизме имеется два ведущих звена (1-е и 4-е колеса) и одно ведомое (3-е колесо).

На 1-е колесо подается мощность $N_{дв1}$. Учитывая потери на трение в зацеплении А, от 1-го на 2-е колесо передается мощность $N_{дв2} \cdot \eta_{12}$. На 4-е колесо подается мощность $N_{дв4}$. Учитывая потери на трение в зацеплении С, от 4-го на 2'-е колесо передается мощность $N_{дв4} \cdot \eta_{42'}$. Получается, что на 2-м промежуточном звене объединяются два потока мощности:

$$N_2 = N_{дв2} \cdot \eta_{12} + N_{дв4} \cdot \eta_{42'}. \quad (2)$$

Эта суммарная мощность затем передается на ведомое 3-е колесо; с учетом потерь в зацеплении В получим мощность сил полезного сопротивления:

$$N_{ис3} = (N_{дв2} \cdot \eta_{12} + N_{дв4} \cdot \eta_{42'}) \cdot \eta_{23}. \quad (3)$$

Определим входящие в полученную формулу (3) мощности:

$$\begin{aligned} N_{дв1} &= M_1 \cdot \omega_1^H = M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_h); \\ N_{дв4} &= M_4 \cdot \omega_4^H = -M_4 \cdot (\omega_4 - \omega_h); \\ N_{ис3} &= M_3 \cdot \omega_3^H = -M_3 \cdot (-\omega_h). \end{aligned} \quad (4)$$

Так как мощность величина скалярная и не может быть отрицательной, то необходимо в формулах (4) поставить знаки “-” перед $M_4 \cdot (\omega_4 - \omega_h)$ и $M_3 \cdot (-\omega_h)$.

С учетом формул (4) уравнение (3) переписывается в виде:

$$M_3 \cdot \omega_h = [M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_h) \cdot \eta_{12} - M_4 \cdot (\omega_4 - \omega_h) \cdot \eta_{42'}] \cdot \eta_{23}. \quad (5)$$

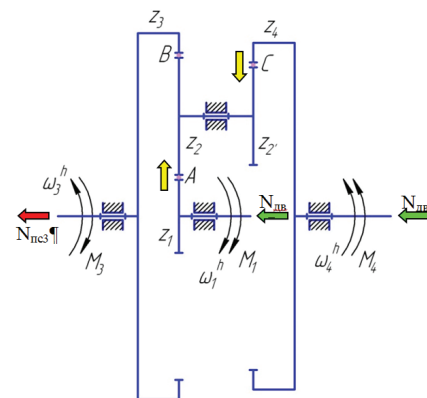


Рисунок 1 – Распределение потоков мощности

Разделим обе части уравнения (5) на $(\omega_3 - \omega_h)$:

$$M_3 \cdot \frac{\omega_h}{(\omega_3 - \omega_h)} = M_1 \cdot \frac{(\omega_1 - \omega_h)}{(\omega_3 - \omega_h)} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} - M_4 \cdot \frac{(\omega_4 - \omega_h)}{(\omega_3 - \omega_h)} \cdot \eta_{42'} \cdot \eta_{23}.$$

Учитывая, что $\omega_3 = 0$:

$$-M_3 = M_1 \cdot u_{13}^h \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} - M_4 \cdot u_{43}^h \cdot \eta_{42'} \cdot \eta_{23}. \quad (6)$$

С учетом того, что $M_4 = M_1 + M_3$, получим:

$$M_4 - M_1 = -M_1 \cdot u_{13}^h \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} + M_4 \cdot u_{43}^h \cdot \eta_{42'} \cdot \eta_{23}. \quad (7)$$

Выразим M_4 через M_1 :

$$M_4 = \frac{M_1 (1 - u_{13}^h \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23})}{(1 - u_{43}^h \cdot \eta_{42'} \cdot \eta_{23})}. \quad (8)$$

Подставим полученные соотношения в уравнение (1):

$$\eta_{14} = \frac{(1 - u_{13}^h \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23})}{(1 - u_{43}^h \cdot \eta_{42'} \cdot \eta_{23}) \cdot u_{14}^3}. \quad (9)$$

Учитывая, что

$$u_{13}^h = -\frac{z_3}{z_1}, \quad u_{43}^h = \frac{z_2' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2} \quad \text{и} \quad u_{14} = \frac{1 - u_{13}^h}{1 - u_{43}^h} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_2' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2}},$$

соотношение (9) принимает вид:

$$\eta_{14} = \frac{\left(1 + \frac{z_3}{z_1} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23}\right)}{\left(1 - \frac{z_2' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2} \cdot \eta_{42'} \cdot \eta_{23}\right) \cdot \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_2' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2}}}. \quad (10)$$

Полученное расчетное соотношение (10) позволяет автоматизировать поиск оптимального решения по критерию энергоемкости при определении геометрических параметров планетарной передачи типа 3к-н на основе принципа Эджворта-Парето.

Литература

1. Пашин А.А. Синтез асинфазных многопоточных зубчатых передач для ресурсосберегающих силовых приводов машин: дис.... д-ра техн. наук / А.А. Пашин. Тула: Тульский госуд. ун-т, 2011. 360 с.
2. 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.
3. Чернова Н.М. Классификация и расчет зубчатых передач типа 3к-н на основе метода графического синтеза / Н.М. Чернова, Р.А. Кобзев // Вестник СГТУ. Саратов: СГТУ, 2013. № 1. Вып. 1. С. 118–122.