

С.Н. КАВЕЦКИЙ, аспирант, НТУ “ХПИ”, **Т.В. ГЕРЕШ**, Харьковский аэрокосмический университет им. Жуковского “ХАИ”, г. Харьков

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ АА И П СО СВЯЗАННЫМИ И НЕСВЯЗАННЫМИ КОЛЕСАМИ С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

У статті показано можливість синтезу планетарних механізмів АА, П з незв'язаними колесами і \overline{AA} , \overline{P} із зв'язаними колесами. Розглянуто синтез планетарних механізмів АА, П і \overline{AA} , \overline{P} з урахуванням можливих значень кутів зацеплення на етапі проектування. Отримані генеральні рівняння, що враховують параметри геометричного розрахунку зубчастих пар що входять до складу механізму.

Possibility of synthesis of planetary mechanisms AA, P with unrelated wheels and \overline{AA} , \overline{P} with the linked wheels is shown in the article. The synthesis of planetary mechanisms AA, P and \overline{AA} , \overline{P} is considered taking into account the possible values of angles of actions at the design stage. General equations are got taking into account the parameters of geometrical calculation of gear pairs which are the part of mechanism.

Введение: Планетарные механизмы обладают рядом достоинств по сравнению с рядными или кратными механизмами, что привело к их широкому применению при конструировании различных механических систем. Однако наряду с их достоинствами, планетарные механизмы также имеют и недостатки. Например, для схем АА и П часто возникает вопрос об ограниченности их применения в связи с невысоким КПД, заклинивания зубьев (для внутреннего зацепления), неравномерности возникновения нагрузки среди сателлитов. При этом интересен вопрос о возможности изготовления планетарных механизмов.

1. **Основная часть:** Как известно, для работоспособности планетарного механизма необходимо выполнение следующих условий: соосности, сборки, передаточного отношения и соседства. Так, для схем АА и П планетарных механизмов условие передаточного отношения и сборки имеют вид [1]:

$$\begin{cases} \frac{Z_1}{k} \left(1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \right) + \frac{Z_2}{Z_3} Q = P, & \text{условие сборки;} \\ i_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}, & \text{условие передаточного отношения.} \end{cases} \quad (1)$$

Условие соосности в общем виде с учетом углов зацепления в первой и второй ступенях можно записать, используя [2]:

$$\begin{cases} \lambda \frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 + Z_4} = t, & \text{для схемы AA,} \\ \lambda \frac{Z_1 - Z_2}{Z_4 - Z_3} = t, & \text{для схемы II,} \end{cases} \quad (2)$$

где $\lambda = \frac{m_{12}}{m_{34}}$ – отношение модулей зубчатых колес первой и второй ступеней соответственно.

С учетом параметра x , определяющего отношение чисел зубьев сателлита второй и первой ступеней,

$$x = \frac{Z_2}{Z_3}, \quad (3)$$

и выражения (1), получают генеральные уравнения для чисел зубьев зубчатых колес Z_1 , Z_3 и Z_4 [1]:

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{P - xQ}{i_{1H}^4}; & Z_3 = \frac{Z_2}{x}; & Z_4 = Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x}. \end{cases} \quad (4)$$

Определим уравнение для определения чисел зубьев колеса Z_2 при выбранной схеме AA. Подставляя выражения для Z_3 и Z_4 в условие соосности (2), получим:

$$\lambda \frac{Z_1 + Z_2}{\frac{Z_2}{x} + Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x}} = t \Rightarrow Z_2 = \frac{t}{\lambda} \left(\frac{Z_2}{x} + Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x} \right) - Z_1.$$

Выражая Z_2 , получим уравнение:

$$Z_2 = Z_1 \frac{t - t i_{1H}^4 - x \lambda}{x \lambda - t}. \quad (5)$$

Аналогично получим уравнение для определения чисел зубьев колеса Z_2 при выбранной схеме II. Подставляя выражение для Z_3 и Z_4 в условие соосности (2), получим:

$$\begin{aligned} \lambda \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x} - \frac{Z_2}{x}} = t &\Rightarrow Z_2 = Z_1 - \frac{t}{\lambda} \left(Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x} - \frac{Z_2}{x} \right) \Rightarrow \\ &\Rightarrow Z_2 - \frac{Z_2 t}{x \lambda} = Z_1 - Z_1 t \frac{1 - i_{1H}^4}{x \lambda}. \end{aligned}$$

Выражая Z_2 , получим уравнение:

$$Z_2 = Z_1 \frac{x\lambda - t + ti_{1H}^4}{x\lambda - t}. \quad (6)$$

Получим уравнения для определения числа зубьев планетарных механизмов \overline{AA} и \overline{II} , учитывая, что первая и вторая ступени связаны через общий сателлит. Следовательно, параметры x и λ для этих схем механизмов будут равны: $x = \frac{Z_2}{Z_3} = 1$, $\lambda = \frac{m_{12}}{m_{34}} = 1$.

Следовательно, генеральные уравнения примут вид:

• схема \overline{AA}

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{N}{i_{1H}^4}; \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{t - ti_{1H}^4 - 1}{1 - t}; \\ Z_4 = Z_1 (1 - i_{1H}^4); \end{cases} \quad (7)$$

• схема \overline{II}

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{N}{i_{1H}^4}; \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{1 - t + ti_{1H}^4}{1 - t}; \\ Z_4 = Z_1 (1 - i_{1H}^4). \end{cases} \quad (8)$$

Из полученных уравнений (5) и (6) следует, что при $t = 1$ нельзя синтезировать планетарные механизмы \overline{AA} и \overline{II} , а для других значений параметра t возможно. Параметр t можно брать в пределах $[0,8...1,2]$, в этом случае угол зацепления зубчатой пары первой ступени будет изменяться в пределах $[20^\circ...44^\circ]$ и для второй ступени в пределах $[40^\circ...20^\circ]$ [2].

Рассмотрим, как изменятся системы неравенств, определяющие область существования планетарных механизмов \overline{AA} и \overline{II} .

Из уравнений (5) и (6) можно сделать вывод, что генеральные уравнения имеют смысл, если выполнены условия:

• схема \overline{AA}

$$\begin{cases} t - ti_{1H}^4 - x\lambda > 0 & \text{для } x\lambda > t, \\ t - ti_{1H}^4 - x\lambda < 0 & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (9)$$

• схема \overline{AA}

$$\begin{cases} t - ti_{1H}^4 - 1 > 0 & \text{для } t < 1, \\ t - ti_{1H}^4 - 1 < 0 & \text{для } t > 1; \end{cases} \quad (10)$$

• схема \overline{II}

$$\begin{cases} x\lambda - t + ti_{1H}^4 > 0 & \text{для } x\lambda > t, \\ x\lambda - t + ti_{1H}^4 < 0 & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (11)$$

• схема \overline{II}

$$\begin{cases} 1 - t + ti_{1H}^4 > 0 & \text{для } t < 1, \\ 1 - t + ti_{1H}^4 > 0 & \text{для } t > 1. \end{cases} \quad (12)$$

Выражая из неравенств (9)-(12) передаточное отношение i_{1H}^4 , получим:

• схема AA

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 > 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (13)$$

• схема \overline{AA}

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 > 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t > 1; \end{cases} \quad (14)$$

• схема II

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 < 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (15)$$

• схема \overline{II}

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 < 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t > 1. \end{cases} \quad (16)$$

Определим второе ограничивающее условие для передаточного отношения i_{1H}^4 . Запишем условие соседства спутников планетарного механизма:

• схема AA

$$\begin{cases} (Z_4 + Z_3) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_3 + 2, & \text{для } x\lambda > 1, \\ (Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_2 + 2, & \text{для } x\lambda < 1. \end{cases} \quad (17)$$

• схема II

$$\begin{cases} (Z_4 - Z_3) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_3 + 2, & \text{для } x\lambda > 1, \\ (Z_1 - Z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_2 + 2, & \text{для } x\lambda < 1. \end{cases} \quad (18)$$

Используя условие соосности для максимального числа зубьев Z_4 при $x\lambda > t$ и $x\lambda < t$ и совершив предельный переход [1], получим:

• схема AA

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > \frac{1 - \frac{x\lambda}{t}}{1 - \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 < \frac{t - x\lambda}{t - x\lambda \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (19)$$

• схема \overline{AA}

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t-t \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t-\sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } t > 1; \end{cases} \quad (20)$$

• схема II

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < \frac{1-x\lambda}{1+\sin\frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 > \frac{t-x\lambda}{t+x\lambda\sin\frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (21)$$

• схема \overline{II}

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t+t\sin\frac{\pi}{k}} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t+\sin\frac{\pi}{k}} & \text{для } t > 1. \end{cases} \quad (22)$$

Полученные неравенства (13)-(16) и (19)-(22) дают возможность для каждого выбора параметров $x\lambda$ и t определить пределы возможных передаточных отношений синтезируемого механизма. Неравенства, определяющие пределы изменения передаточного отношения, приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Системы неравенств, определяющие область существования планетарных механизмов AA и II

Схема механизма	Неравенства, определяющие безусловную область существования при	
	$x\lambda > t$	$x\lambda < t$
AA	$1 - \frac{x\lambda}{t} > i_{1H}^4 > \frac{1 - x\lambda}{1 - \sin\frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{x\lambda}{t} < i_{1H}^4 < \frac{t - x\lambda}{t - x\lambda\sin\frac{\pi}{k}}$
II	$1 - \frac{x\lambda}{t} < i_{1H}^4 < \frac{1 - x\lambda}{1 + \sin\frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{x\lambda}{t} > i_{1H}^4 > \frac{t - x\lambda}{t + x\lambda\sin\frac{\pi}{k}}$

Таблица 2

Системы неравенств, определяющие область существования планетарных механизмов \overline{AA} и \overline{II}

Схема механизма	Неравенства, определяющие безусловную область существования при	
	$t < 1$	$t > 1$
\overline{AA}	$1 - \frac{1}{t} > i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t-t\sin\frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{1}{t} < i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t-\sin\frac{\pi}{k}}$
\overline{II}	$1 - \frac{1}{t} < i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t+t\sin\frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{1}{t} > i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t+\sin\frac{\pi}{k}}$

Общие выводы.

1. Получены генеральные уравнения для синтеза планетарных механизмов \overline{AA} , \overline{AA} , \overline{II} и \overline{II} с учетом корректировки углов зацепления для пар связанных и несвязанных зубчатых колес на этапе синтеза механизма.

2. Получены условия для определения пределов возможных передаточных отношений проектируемого механизма для каждого выбора параметров $x\lambda$ и t .

3. Синтез планетарного механизма для схем \overline{AA} , \overline{AA} , \overline{II} и \overline{II} , проведенный с использованием генеральных уравнений (4)-(8), дает возможность получить дополнительные комбинации чисел зубьев, которые нельзя получить с помощью генеральных уравнений, приведенных в [1].

4. Полученные неравенства, определяющие область существования планетарных механизмов \overline{AA} и \overline{II} (см. табл. 1), дают возможность получить дополнительные изолинии на известных областях существования, приведенных в [1].

5. С помощью неравенств, определяющих область существования планетарных механизмов \overline{AA} и \overline{II} , приведенных в табл. 2, можно оценить пределы изменения передаточного числа и построить область существования планетарных механизмов для этих схем.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Издательский центр ХАИ. – 2003. – 446 с. 2. *Кавецкий С.Н., Гереш Т.В.* Зависимость углов зацепления зубчатых пар планетарных механизмов со связанными и несвязанными колесами. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – № 2. – 2008. – С.115-120.

Поступила в редколлегию 17.03.08

УДК 539.3

Т.В. ПОЛИЩУК, зам. генерального директора,
ОАО „Азовобщемаш”, г. Мариуполь

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ МАКЕТА МЕХАНИЗМА НАКЛОНА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ: МОДЕЛИ, АЛГОРИТМЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ

У статті запропонована методика параметричного розрахунку макета механізму нахилу плавильної печі у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва. Отримані раціональні параметри, що забезпечують оптимальне напруження в конструкції та мінімальний контактний тиск на поверхні перекачування механізму нахилу ливарної печі по опорній поверхні. Як результати наведені картини напружено-деформованого стану та графіки залежностей величин напружень, переміщень та контактного тиску від геометричних параметрів.

In the article is offered method of self-reactance calculation of model of mechanism of inclination of smelting furnace in composition the automated line of the large carriage casting. Rational parameters which provide optimum tensions in constructions and minimum contact pressure on-the-spot rolling of mechanism of inclination of smelting furnace on an underlayment are got. As results the pictures of the tensely-deformed state are resulted, and graphic arts of dependence of sizes of tensions, moving and contact pressure from geometrical parameters.