

В качестве общего замечания отметим, что численные расчеты, основанные на предположении постоянной концентрации натрия на внешней поверхности катода, приводят к неправдоподобно высоким напряжениям (рис. 2-7, обозначение 1), которые, если воспользоваться одним из критериев кратковременной прочности [3], должны вызывать разрушение катода в лабораторных условиях. Однако, этого разрушения ни для сплошного, ни для полого цилиндра не наблюдалось. Следовательно, можно предположить, что граничное условие, связанное с описанием обмена натрием с течением времени между электролитом и катодом на его внешней поверхности и приводящее к умеренным значениям диффузионных напряжений, дает более реалистичную картину численных исследований.

Выводы. Численными исследованиями установлены количественные и качественные особенности перераспределения во времени концентрации натрия, химически наведенных напряжений и интенсивности диффузионных напряжений в полом и сплошном цилиндрических катодах аппарата теста Рапопорта-Самойленко. Установлено, что граничное условие, связанное с описанием обмена натрием с течением времени между электролитом и катодом на его внешней поверхности и приводящее к умеренным значениям химически наведенных напряжений, дает более реалистичную картину диффузионных напряжений в углеродном катоде по сравнению с граничным условием о постоянстве концентрации натрия.

Список литературы: 1. *Rapoport M. B., Samoilenko V. N.* Deformation of cathode blocks in aluminium baths during process of electrolysis. *Tsvet Met.* – 1957. – 30. – PP.44-51. 2. *Sørliø M., Øye H. A.* Cathodes in Aluminium Electrolysis. Second Edition. - Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 1994. 3. *Zolochovsky A., Hop J. G., Servant G., Foosnas T., Øye H.A.* Rapoport-Samoilenko test for cathode carbon materials- I. Experimental results and constitutive modelling. *Carbon.* – 2003. – 41. – PP.497-505. 4. *Zolochovsky A.A., Goncharova G.V.*, Sodium penetration and chemically induced stresses in the hollow cylinder of Rapoport-Samoilenko apparatus - I. Constitutive modelling //Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип.: «Машинознавство та САПР». – 2007. – № 29. – С.139-149. 5. *Crank J.* The Mathematics of Diffusion. Second Edition // Oxford: Oxford University Press, 1999.

Поступила в редколлегию 28.01.08

УДК 621.833.6

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

ЗАВИСИМОСТЬ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПАР ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ СО СВЯЗАННЫМИ И НЕСВЯЗАННЫМИ КОЛЕСАМИ

У статті показана можливість проведення синтезу планетарних механізмів із зв'язаними і незв'язаними парами зубчастих коліс з урахуванням можливих значень кутів зацеплення на етапі проектування. Отримані залежності кутів зацеплення для пар зв'язаних і незв'язаних зубчастих коліс.

A possibility of realization of synthesis of planetary mechanisms with connected and unconnected pairs of cog-wheels is displayed in the paper taking into account the possible values of angles of action on the stage of design. Dependences of angles of action for the pairs of connected and unconnected cog-wheels.

Введение. При изготовлении зубчатых колес планетарного механизма немаловажное значение имеет выбор коэффициентов смещения режущего инструмента. При этом следует учитывать тот факт, что они влияют на значение угла передачи и качественные показатели каждой зубчатой пары. Поэтому при их выборе огромное значение имеет зависимость углов передачи в

различных ступенях проектируемого планетарного механизма. Для планетарных механизмов зубчатые колеса первой, второй и последующих ступеней могут образовывать:

1) связанные колеса (присутствуют сателлиты, входящие в зацепление с несколькими колесами одновременно);

2) несвязанные колеса (отсутствуют сателлиты, входящие в зацепление с несколькими колесами одновременно).

При этом использовать известные блокирующие контуры можно совместно для пар зубчатых колес разных ступеней, если будет известна зависимость углов передачи разных ступеней для связанных и несвязанных колес.

Основная часть. Планетарный механизм с наперед заданным передаточным отношением будет существовать, если возможно выбрать такие числа зубьев зубчатых колес, входящих в состав механизма, которые обеспечат выполнение следующих условий для выбранной схемы [1-2]:

- 1). передаточного отношения;
- 2). сборки;
- 3). соосности;
- 4). соседства.

Первые три условия используются для получения генеральных уравнений, с помощью которых можно определить различные наборы чисел зубьев зубчатых колес. При этом следует заметить, что генеральные уравнения индивидуальны для каждой схемы планетарного механизма. Четвертое условие не участвует в генеральных уравнениях, и его проверяют отдельно для каждого набора чисел зубьев, полученного в результате расчетов. Следует заметить, что условие соосности оказывает влияние не только на выбор чисел зубьев зубчатых колес первой и последующих ступеней, но и на выбор коэффициентов смещения при изготовлении зубчатых колес.

Традиционно при определении генеральных уравнений условие соосности использовалось при условии, что зубчатые колеса первой и последующих ступеней имеют одинаковый угол зацепления (обычно принимали пары колес первой и последующих ступеней с нулевыми коэффициентами смещения), а после определения чисел зубьев определяют истинные значения коэффициентов смещения режущего инструмента и проводят геометрический расчет. Расчет в такой последовательности обладает рядом недостатков:

1). при определении чисел зубьев теряется ряд возможных комбинаций, удовлетворяющих условиям для выбранной схемы;

2). после выполнения корректировки коэффициентов смещения пар зубчатых колес не всегда получаются приемлемые значения качественных показателей и углов зацепления, что снижает КПД и долговечность будущего планетарного механизма.

Условие, привносящее необходимость корректировки коэффициентов смещения, есть условие соосности. Суть условия соосности в равенстве межосевых расстояний связанных и несвязанных пар зубчатых колес, его можно за-

писать в виде: $A_{i,j} = A_{j,k}$ – для связанных колес и $A_{i,j} = A_{k,l}$ – для несвязанных колес. При этом следует учесть, что в планетарных механизмах возможны варианты зацепления зубчатых пар внутреннего и внешнего зацеплений. Запишем условие соосности для возможных вариантов зацеплений зубчатых пар, используя истинное значение межосевого расстояния смещенной передачи [1].

1. *Случай связанных колес, рассматриваем одну или две ступени в зависимости от типа схемы механизма:*

а. пара зубчатых колес Z_1Z_2 – внешнего зацепления – и пара зубчатых колес Z_2Z_3 – внешнего зацепления:

$$\begin{aligned} \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))} &= \frac{Z_2 + Z_3}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{23}}(x_2, x_3))} \\ \Downarrow \\ \frac{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))}{\cos(\alpha_{w_{23}}(x_2, x_3))} &= \frac{Z_1 + Z_2}{Z_2 + Z_3}; \end{aligned} \quad (1)$$

б. пара зубчатых колес Z_1Z_2 – внешнего зацепления – и пара зубчатых колес Z_2Z_3 – внутреннего зацепления:

$$\begin{aligned} \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))} &= \frac{Z_3 - Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{23}}(x_2, x_3))} \\ \Downarrow \\ \frac{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))}{\cos(\alpha_{w_{23}}(x_2, x_3))} &= \frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 - Z_2}; \end{aligned} \quad (2)$$

в. пара зубчатых колес Z_1Z_2 – внутреннего зацепления – и пара зубчатых колес Z_2Z_3 – внутреннего зацепления

$$\begin{aligned} \frac{Z_1 - Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))} &= \frac{Z_3 - Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{23}}(x_2, x_3))} \\ \Downarrow \\ \frac{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))}{\cos(\alpha_{w_{23}}(x_2, x_3))} &= \frac{Z_1 - Z_2}{Z_3 - Z_2}. \end{aligned} \quad (3)$$

2. *Случай несвязанных колес, рассматриваем одну или две ступени в зависимости от типа схемы механизма:*

а. пара зубчатых колес Z_1Z_2 – внешнего зацепления – и пара зубчатых колес Z_3Z_4 – внешнего зацепления

$$\frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))} = \frac{Z_3 + Z_4}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{34}}(x_3, x_4))}$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))}{\cos(\alpha_{w_{34}}(x_2, x_3))} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 + Z_4}; \quad (4)$$

б. пара зубчатых колес Z_1Z_2 – внешнего зацепления – и пара зубчатых колес Z_3Z_4 – внутреннего зацепления

$$\frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))} = \frac{Z_4 - Z_3}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{34}}(x_3, x_4))}$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))}{\cos(\alpha_{w_{34}}(x_3, x_4))} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z_4 - Z_3}, \quad (5)$$

с. пара зубчатых колес Z_1Z_2 – внутреннего зацепления – и пара зубчатых колес Z_3Z_4 – внутреннего зацепления

$$\frac{Z_1 - Z_2}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))} = \frac{Z_4 - Z_3}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w_{34}}(x_3, x_4))}$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{\cos(\alpha_{w_{12}}(x_1, x_2))}{\cos(\alpha_{w_{34}}(x_3, x_4))} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_4 - Z_3}. \quad (6)$$

Таким образом, из выражений (1)-(6) можно сделать следующий вывод: для выполнения условия соосности в планетарном механизме со связанными и несвязанными колесами необходимо, чтобы отношение суммы или разности чисел зубьев (в зависимости от типа зацеплений пар колес) было равно отношению косинусов углов зацеплений соответствующих зубчатых пар. Следовательно, для определения приемлемых значений углов зацеплений можно рассмотреть параметрические уравнения:

$$\cos \alpha_{w_{12}} = t \cdot \cos \alpha_{w_{23}}, \quad (7)$$

$$\cos \alpha_{w_{12}} = t \cdot \cos \alpha_{w_{34}}, \quad (8)$$

где t – текущий параметр (произвольное рациональное число), очевидно, что $t = 1$ соответствует традиционно принимаемым нулевым параметрам.

Из зависимостей (7) и (8) видно, что для выбранного значения параметра t существует вполне определенная зависимость углов зацепления пар связанных и несвязанных колес. Кривые, показывающие связь углов зацеплений для

различных значений параметра t , изображены на рис. 1. Они дают возможность оценить значения углов зацепления в ступенях связанных и несвязанных пар зубчатых колес на этапе проектирования без проведения геометрического расчета и выбора коэффициентов смещения.

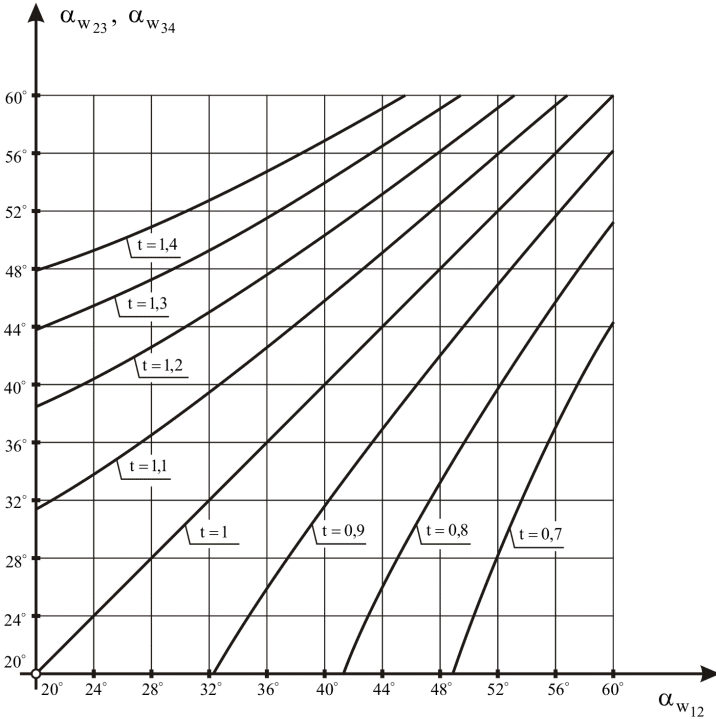


Рис. 1 Зависимость углов зацепления связанных и несвязанных пар зубчатых колес

Выбор параметра t и определение чисел зубьев ступеней планетарного механизма с парами связанных и несвязанных колес можно проводить в следующем порядке:

1. выбрать допустимые значения угла зацепления пар зубчатых колес для ступеней со связанными парами зубчатых колес $\alpha_{w_{12}}$ и $\alpha_{w_{23}}$ или несвязанными парами зубчатых колес $\alpha_{w_{12}}$ и $\alpha_{w_{34}}$;
2. определить с помощью графиков, приведенных на рис. 1, пределы изменения параметра t ;
3. принять значение параметра t из промежутка, определенного в п.2, равным рациональному числу;

4. используя то, что $\frac{\cos(\alpha_{w_{12}})}{\cos(\alpha_{w_{23}})} = t$ для связанных пар зубчатых колес и

$\frac{\cos(\alpha_{w_{12}})}{\cos(\alpha_{w_{34}})} = t$ для несвязанных колес, записать с помощью выражений (1)-(6)

откорректированные условия соосности, после чего совместно с другими условиями определить числа зубьев проектируемого планетарного механизма.

Общие выводы:

1. Определена зависимость углов зацепления для пар связанных и несвязанных зубчатых колес планетарного механизма.

2. Показана возможность проведения синтеза планетарного механизма по выбранной схеме с учетом корректировки углов зацепления для пар связанных и несвязанных зубчатых колес.

3. Синтез планетарного механизма для заданной схемы, проведенный с помощью вышеизложенного порядка, дает возможность получить дополнительные комбинации чисел зубьев зубчатых колес, которые нельзя получить с помощью генеральных уравнений, приведенных в [2].

Список литературы: 1. *Гавриленко В.А.* Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз, 1962. – 532 с. 2. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Издательский центр ХАИ, 2003. – 446 с.

Поступила в редколлегию 28.01.08

УДК 621.87

А.А. МЕЛЬНИЧЕНКО, докт. техн. наук, **О.С. ПОДОЛЯК**,
А.А. ПАВЛОВА, канд. техн. наук, Украинская
инженерно-педагогическая академия, г. Харьков

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПРИВодОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ КРАНОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ

На основі експериментальних досліджень встановлені особливості роботи приводів автомобільних кранів. Визначені швидкісні, температурні та навантажувальні параметри і їх розподіл в режимі підйому вантажу.

The features of work of autocranes drives are set on the basis of experimental researches. Loadings, speed and temperature parameters and their distribution are determined in the mode of load lifting.

Введение. В строительном производстве, а также при погрузочно-разгрузочных и монтажных работах широкое применение получили автомобильные краны. На территории Украины, а также стран СНГ их выпускают с механическим, электрическим, гидравлическим и комбинированным силовым приводом [1]. Источником энергии служит двигатель внутреннего сгорания