

ев зубчатых передач и связанных с подбором оптимальных составов композиционных материалов-доноров, вида и концентрации легирующих компонентов, а также с последующей апробацией технологии в стендовых и эксплуатационных условиях.

Список литературы: 1. *Любарский И.М.* Повышение износоустойчивости тяжело нагруженных шестерен. – М.: Машиностроение, 1965. – 132с. 2. *Бречер Ц. и др.* Нагрузочная способность автомобильных зубчатых передач с покрытием, нанесенным путем осаждения из паровой фазы // Доклады Союза германских инженеров. – 2005. – №1904. – С.107-125. 3. *Берсудский А.Л.* Повышение работоспособности эвольвентных поверхностей зубчатых колес // Вестник машиностроения. – 2005. – №1. – С.10-13. 4. *Белевский Л.С. и др.* Фрикционное плакирование металлом по металлу. Ч.1. Термопластическая деформация и процессы взаимодействия плакируемой поверхности и плакирующего слоя // Металлург. – 2006. – №10. – С.33-38. 5. *Леванцевич М.А., Максимченко Н.Н., Зольников В.Г.* Повышение эксплуатационных свойств трибосопряжений нанесением покрытий металлическими щетками // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2005. – №1. – С.67-72.

Поступила в редакцию 29.03.2013

УДК 621.833; 621.793

Работоспособность конических зубчатых передач с плакированным венцом зубьев / М.А. Леванцевич, Н.Н. Максимченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.63-69. – Бібліогр.: 5 назв.

Досліджено вплив композиційних покриттів, сформованих на робочому профілі зубів методом плакування гнучким інструментом, на рівень шуму конічних зубчастих передач. Показано, що при раціональному виборі складу матеріалу покриття, виду і концентрації легуючих домішок, а також технологічних параметрів процесу плакування сформований шар сприяє зниженню рівня шуму в передачі в середньому на 3-7дБ, а також підвищує стійкість до задираку і заїдання зубів.

Ключові слова: плакування, гнучкий інструмент, покриття, конічна зубчаста пара, матеріал-донор.

The effect of composite coatings, formed on the profile of teeth method cladding by flexible instrument, on the noise level bevel gears is investigated. It is shown that in the rational selection of the composition of the coating material, type and concentration of the alloying additives, as well as the technological parameters of the process cladding formed layer helps to reduce the level of noise in the transmission of the average of 3-7dB, and also increases the resistance to the bully and jamming teeth.

Keywords: cladding, flexible tool, coating, bevel gear pair, the material of the donor.

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, главный конструктор-директор ГП "ХАКБ", Харьков;
Ю.В. ШАРАБАН, заместитель главного конструктора ГП "ХАКБ";
А.В. ШЕХОВ, старший научный сотрудник НАКУ "ХАИ", Харьков;
В.Т. АБРАМОВ, к.т.н., доцент НАКУ "ХАИ"

ОПТИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times AI$

Рассмотрена методика определения оптимального числа ступеней многоступенчатого планетарного механизма в зависимости от его общего передаточного отношения с учетом условий контактной прочности.

Ключевые слова: планетарный механизм, контактная прочность.

Постановка проблемы. Среди механизмов приводов систем управления летательных аппаратов наибольшее распространение получили многоступенчатые планетарные механизмы типа $n \times AI$. Применение в качестве их базовой ступени планетарного механизма схемы AI позволяет при одинаковых

© В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, О.В. Шехов, В.Т. Абрамов, 2013

передаточных отношениях по сравнению с другими схемами иметь меньшие габариты в осевом направлении. Кроме того, из этих механизмов проще составлять многоступенчатые передачи с большими передаточными отношениями. Снижение массы таких передач приводит к уменьшению габаритов, металлоемкости и себестоимости изготовления, а также повышению экономичности эксплуатации изделия, в состав которого входит передача. Таким образом, минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ представляет собой актуальную задачу.

Анализ литературы. Исследованию задач по минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-4]. В работе [2] приведены примеры распределения общего передаточного отношения по ступеням составных планетарных механизмов, обеспечивающие минимум их массы из условий равнопрочности зубчатых зацеплений, но не дана рекомендация по выбору числа ступеней такого механизма. В работе [5] рассматривается выбор числа ступеней в зависимости от передаточного отношения механизма, но только для рядных механизмов.

Цель статьи. Исследовать поведение целевой функции оптимизации по критерию массы конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ и разработать рекомендации по выбору оптимального числа его ступеней с учетом обеспечения контактной прочности зубчатых зацеплений.

Раздел. Кинематическая схема анализируемого многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ приведена на рисунке. Сквозная нумерация всех зубчатых колес механизма показана на рисунке, а. Локальная нумерация зубчатых колес (в пределах одной ступени) приведена на рисунке, б.

В работе [3] выведена функциональная зависимость для суммарной массы M_Σ механизма

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(A_1 + \sum_{i=2}^n A_i B_i \right), \quad (1)$$

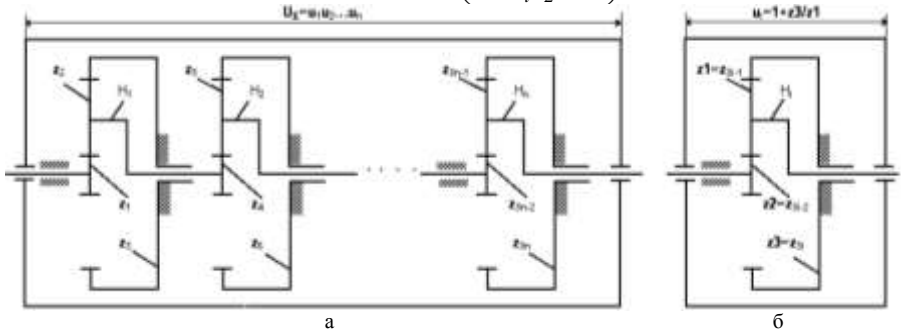


Рисунок – Схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$:
а – сквозная нумерация всех зубчатых колес; б – локальная нумерация

где $A_i = 1 + S_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4}$, $B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$ – безразмерные коэффициенты; i – номер ступени механизма; ρ_{3i-2} , b_{3i-2} , d_{3i-2} – плотность матери-

ала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_{3i-2} ; S_i – число сателлитов ступени; n_{Mi} – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного зубчатого колеса к массе условного диска, принятый для ступени [6]; u_i – передаточное отношение ступени.

Исследование функциональной зависимости (1) в работе [3] выполнено при условии $B_i = 1$ для так называемых кинематических механизмов. Для силовых механизмов коэффициенты $B_i \neq 1$.

На практике, исходя из технологических и экономических соображений, применяют одинаковые неподвижные зубчатые колеса для всех ступеней механизма

$$z_3 = z_6 = \dots = z_{3i} = \dots = z_{3n}, \quad (2)$$

и как следствие одинаковое передаточное отношение для всех ступеней u_i .

По данным, приведенным в работе [4], рациональной областью передаточного отношения одной ступени u_i будет область от 3 до 9. Авторы работы [1] полагают, что $u_i = 2,4..8$, объясняя это тем, что при $u_i < 2,4$ возникают трудности с изготовлением сателлитов, а также возможностью получения слишком больших радиальных габаритов при $u_i > 8$. В работе [6] автор рекомендует применять диапазон $u_i = 2,3..9$. В данной работе был принят рациональный диапазон для передаточного отношения u_i от 2,4 до 8.

Исходя из принятого диапазона для передаточного отношения u_i , были определены значения передаточных отношений для многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ в зависимости от числа его ступеней. Эти данные приведены в таблице 1.

Определим коэффициенты B_i , входящие в зависимость (1) из условия контактной прочности рабочих поверхностей зубьев. Согласно [4] для внешних зацеплений центральных подвижных колес z_{3i-2} и сателлитов z_{3i-1} имеем следующее условие:

$$b_1 d_1^2 = 2 \frac{T_1(p_1 + 1)}{S_1(p_1 - 1)[k_0]_1}; \quad b_{3i-2} d_{3i-2}^2 = 2 \frac{T_{3i-2}(p_i + 1)}{S_i(p_i - 1)[k_0]_{3i-2}}, \quad (3)$$

где T_1 и T_{3i-2} – крутящие моменты на соответствующих зубчатых колесах; $p_1 = z_3/z_1$, $p_i = z_{3i}/z_{3i-2}$ – параметр i -й планетарной ступени; $[k_0]_1$, $[k_0]_{3i-2}$ – допускаемый силовой фактор в зацеплении с соответствующим центральным колесом.

Таблица 1 – Значения передаточных отношений

Диапазон передаточного отношения u_i	2,4...8	5,76...8	8...13,824	13,824...33,178
Число ступеней механизма n	1	1,2	2	2,3
Диапазон передаточного отношения u_i	33,178...64	64...79,626	79,626...191,103	191,103...512
Число ступеней механизма n	2,3,4	3,4	3,4,5	3,4,5,6
Диапазон передаточного отношения u_i	512...4096	4096...32768	32768...262144	262144...2097152
Число ступеней механизма n	4,5,6	5,6	6	6,7

Учитывая, что параметр $p_i = z_{3i} / z_{3i-2}$ можно выразить через передаточное отношение соответствующей ступени механизма $p_i = u_i - 1$, получим

$$\frac{p_i + 1}{p_i - 1} = \frac{u_i}{u_i - 2}. \quad (4)$$

Пусть все ступени механизма имеют одинаковые числа сателлитов

$$S_1 = S_2 = \dots = S_i = \dots = S_n = S, \quad (5)$$

а также все центральные подвижные колеса изготовлены из одного и того же материала

$$\rho_1 = \rho_4 = \dots = \rho_{3i-2} = \dots = \rho_{3n-2} = \rho. \quad (6)$$

С учетом условий (3)-(6) выражение для определения коэффициента B_i принимает вид

$$B_i = \frac{T_{3i-2}}{T_1} \cdot \frac{u_i(u_i - 2)}{u_1(u_1 - 2)} \cdot \frac{[k_0]_1}{[k_0]_{3i-2}}. \quad (7)$$

В предварительных расчетах можно принять

$$T_{3i-2} = T_1 \cdot \prod_{j=1}^{i-1} u_j. \quad (8)$$

Допускаемый силовой фактор $[k_0]_{3i-2}$ в зацеплении с соответствующим центральным колесом z_{3i-2} можно определять по приближенной зависимости из [3]

$$[k_0]_{3i-2} \approx 0,6[C_{Hr}], \quad (9)$$

где $[C_{Hr}]$ – допускаемый коэффициент контактных напряжений.

Значение допускаемого коэффициента контактных напряжений $[C_{Hr}]$ зависят от твердости рабочих поверхностей зубьев *HB* или *HRC* и вида их термообработки. Полагая одинаковыми материалами зубчатые колеса, их термообработку и, как следствие, одинаковую твердость, можно принять

$$\frac{[k_0]_1}{[k_0]_{3i-2}} \approx 1. \quad (10)$$

Для механизма с одинаковыми передаточными отношениями отдельных ступеней u_i , величина коэффициента B_i с учетом допущений (9) и (10) определяется следующим образом

$$B_i = \prod_{j=1}^{i-1} u_j. \quad (11)$$

Подставив (11) в (1), получим

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{2k_1} \cdot \frac{T_1}{[k_0]_1} \cdot \frac{u_1}{u_1 - 2} \cdot A_1 \sum_{j=1}^n u_1^{j-1}. \quad (12)$$

Введя в рассмотрение следующий параметр

$$C_H = 2 \frac{T_1}{k_1 [k_0]_1}, \quad (13)$$

получим выражение для определения относительной (аналога) массы механизма при расчете на контактную прочность

$$\bar{M}_H = \frac{M_\Sigma}{C_H} = \frac{u_1}{u_1 - 2} \cdot A_1 \sum_{j=1}^n u_1^{j-1}, \quad (14)$$

где $u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$.

Исследование функции $\bar{M}_H = \bar{M}(u_1)$ выполнено на границах области возможных передаточных отношений, где их реализация возможна различным числом ступеней механизма. Результаты расчетов приведены в таблице 2. При этом было принято $k_1=3$ и $n_{M1}=7$.

По полученным данным, представленным в таблице 2, можно определить оптимальные значения ступеней механизма и соответствующие диапазоны передаточных отношений. Такие данные представлены в таблице 3.

Имея полученные данные, по заданному передаточному отношению U^* механизма определяют передаточное отношение отдельной ступени механизма

$$u_1 = \sqrt[n]{U^*}.$$

Затем выполняется подбор чисел зубьев отдельной ступени z_1, z_2 и z_3 соответственно. Далее уточняются полученные значения передаточных отношений отдельной ступени u_1^y и всего механизма $u_\Sigma^y = (u_1^y)^n$. Если необходимо увеличить точность приближения полученного значения передаточного отношения u_Σ^y к заданному значению U^* , то можно на входе механизма установить рядную зубчатую передачу с передаточным отношением, равным U^*/u_Σ^y .

Таблица 2 – Результаты расчетов

Число ступеней n	2					
u_Σ	13,79	33,17	47,45	64		
$u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$	3,713	5,759	6,888	8		
M_H	279,225	721,22	1133,364	1680		
Число ступеней n	3					
u_Σ	13,82	33,2	47,465	64	191,1	269,77
$u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$	2,4	3,214	3,621	4	5,76	6,461
M_H	615,644	777,106	1026,344	1344	4262,038	6242,725
Число ступеней n	4					
u_Σ	63,9	190,33	270,1	1507,12		
$u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$	2,827	3,714	4,054	6,231		
M_H	1823,625	4132,987	5726,088	34926,18		
Число ступеней n	5					
u_Σ	190,38	269,96	1514,4	10435,8	10529	
$u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$	2,857	3,064	4,326	6,364	6,375	

M_H	5383,284	6859,572	31995,547	244416,51	246812,196
Число ступеней n	6				
u_Σ	191,1	270,76	1509,7	10506,9	10546
$u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$	2,4	2,543	3,387	4,68	4,683
M_H	9124,913	10259,051	34755,796	222925,341	223771,295

Таблица 3 – Оптимальные значения ступеней и соответствующие диапазоны передаточных отношений

Число ступеней механизма n	1	2	3	4	5	6
Диапазон передаточного отношения u_Σ	2,4 ...8	8,1 ...46,485	46,656 ...269,774	279,106 ...1507,118	1514,369 ...10435,527	$\geq 10506,9$
Диапазон передаточного отношения u_1	2,4 ...8	2,846 ...6,818	3,6 ...6,4615	4,054 ...6,2307	4,3256 ...6,3636	4,68 ...8

Выводы. Получена целевая функция оптимизации массы многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с одинаковыми передаточными отношениями его ступеней с учетом обеспечения контактной прочности зубчатых зацеплений. Выполнено исследование поведения целевой функции оптимизации и определены оптимальные числа ступеней механизма в зависимости от его общего передаточного отношения.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202-207. 4. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-е), 1977. – 536с. 5. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование. Учебн. пособие для вузов. В 2-х ч. – Ч.1 Расчеты / Н.П. Нестерова, А.П. Коваленко, О.Ф. Тищенко и др.; под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: Высшая школа, 1978. – 328с. 6. Абрамов В.Т. Определение весовых и инерционных характеристик элементов планетарных механизмов / В.Т. Абрамов // Теория механизмов и машин. Респ. межвед. научн.-техн. сборник. – Вып.32.– Харьков: Вища школа, изд-во при Харьк. ун-те, 1982. – С.85-87. 7. Кирдяшов Ю.Н., Иванов А.Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-е), 1973. – 351с. 8. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1988. – 640с.

Поступила в редколлегию 03.04.2013

УДК 621.833.6

Оптимальное число ступеней многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ / В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.70-75. – Бібліогр.: 8 назв.

Розглянуто методику знаходження оптимального числа ступінь багатоступінчатого планетарного механізму в залежності від його загального передаточного відношення з урахуванням умов контактної міцності.

Ключові слова: планетарний механізм, контактна міцність.

The method of finding the optimal number of planetary transmissions of structure drive as function transmission ratio from conditions of contact strength is considered.

Keywords: planetary mechanism, contact strength.

УДК 621.833+515.2

Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";