

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

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МАССЕ КОНСТРУКЦИИ МНОГООРУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times AI$ ПРИ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Рассмотрена методика определения несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма с учетом условий контактной прочности.

Розглянуто методику знаходження здатності до навантаження оптимальної по загальної маси конструкції багатоступінчатого планетарного механізму з урахуванням умов контактної міцності.

The method of finding of the loading ability of the mass optimal structure planetary transmission from conditions of contact strength is considered.

Постановка проблемы. При проектировании приводов систем управления летательных аппаратов всегда актуальна задача минимизации массы привода. Как правило, эта задача решается в двух направлениях. Во-первых, путем выбора двигателя с соответствующими кинематическими и энергетическими характеристиками, и, во-вторых, путем выбора кинематической схемы редуктора, обеспечивающей требуемые передаточное отношение и коэффициент полезного действия. Однако, как показывает практика, не всегда конструкция редуктора, имеющего минимальную массу, по несущей способности является оптимальной или даже допустимой. В этой связи получение оценки несущей способности конструкции редуктора, которая имеет минимальную массу, представляет особый интерес.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-5]. Однако в этих работах не рассматриваются вопросы оценки несущей способности этих механизмов применительно к их оптимальным конструкциям.

Цель статьи. Разработка методики оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$.

Раздел. На рисунке 1 представлена схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$. Сквозная нумерация всех зубчатых колес механизма показана на рисунке 1,а. Локальная (в пределах одной ступени) нумерация зубчатых колес приведена на рисунке 1,б.

Суммарная масса M_Σ многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ определяется в виде следующей суммы

$$M_\Sigma = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (1)$$

где M_i – масса i -ой ступени механизма; n – число ступеней механизма.

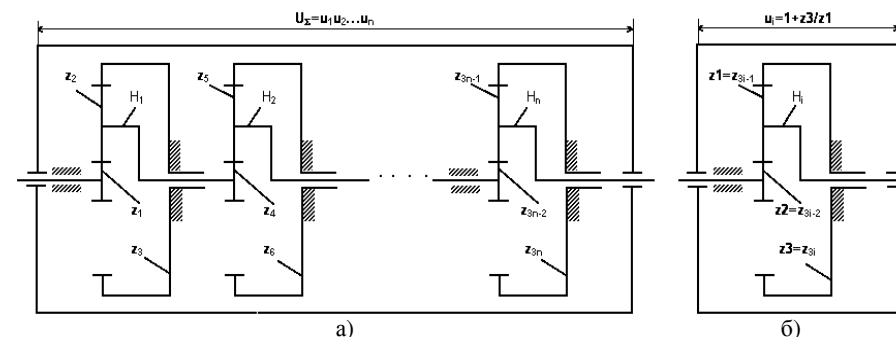


Рисунок 1 – Схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$

С учетом допущений, которые приведены в работах [1-4], масса M_i отдельной ступени механизма может быть вычислена по формуле

$$M_i = \frac{\pi \rho_{3i-2}}{4} b_{3i-2} d_{3i-2}^2 \left(1 + k_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4} \right), \quad (2)$$

где ρ_{3i-2} , b_{3i-2} , d_{3i-2} – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_{3i-2} ; k_i – число сателлитов ступени; n_{Mi} – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного зубчатого колеса к массе условного диска, принятый для ступени; u_i – передаточное отношение ступени.

Подставив (2) в (1) и вынося за скобки общий множитель $\frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2$, получим

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(A_1 + \sum_{i=2}^n A_i B_i \right), \quad (3)$$

где $A_i = 1 + k_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4}$, $B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$ – безразмерные коэффициенты.

Соотношение (3) можно записать другим образом, а именно

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_{3n-2}}{4} b_{3n-2} d_{3n-2}^2 \left(\sum_{i=1}^{n-1} A_i B_i + A_n \right), \quad (4)$$

где $B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_{3n-2} b_{3n-2} d_{3n-2}^2}$ – безразмерный коэффициент.

Различие приведенных формул состоит только в том, что в них по-разному вычисляются коэффициенты B_i . Формулу (4) предпочтительнее ис-

пользовать применительно к так называемым силовым механизмам. В этом случае самой нагруженной ступенью механизма будет его последняя ступень. Соответственно формулу (3), как правило, используют в случае так называемых кинематических механизмов.

Часто при конструировании многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$, исходя из технологических и экономических соображений, принимают равные модули и ширины венцов, а также одинаковые материалы зубчатых колес отдельных ступеней. Такой подход обеспечивает выполнение условия для коэффициентов $B_i = 1$. При этом прочность механизма достигается за счет величины $b_1 d_1^2$ или $b_{3n-2} d_{3n-2}^2$.

Предварительно исследуем несущую способность одной ступени механизма, масса которой будет минимальной. Подставляем в соотношение (2) значение $i=1$. Записываем условие контактной прочности для центрального зубчатого колеса z_1 в виде [3]

$$b_1 d_1^2 \geq \frac{0.7 T_{\text{вых}} (K_{H\beta} K_{H\alpha})_1 (\Omega_H)_1 (Z_E)_1}{U_\Sigma k_1 (\cos^2 \alpha \cdot \text{tg } \alpha_w)_1 (\sigma_{HP}^2)_1} \cdot \frac{u_1}{u_1 - 2}. \quad (5)$$

Обозначения величин, приведенных в этой формуле, такое же, как и в работе [4]. Нижний индекс 1 означает принадлежность к первой ступени механизма.

Как и в работе [4], введем коэффициент массы при расчете на контактную прочность

$$C_H = \frac{\pi \rho_1}{4} \frac{0.7 T_{\text{вых}} (K_{H\beta} K_{H\alpha})_1 (\Omega_H)_1 (Z_E)_1}{(\cos^2 \alpha \cdot \text{tg } \alpha_w)_1 (\sigma_{HP}^2)_1}. \quad (6)$$

Заметим, что для механизма с одной ступенью ($n=1$) имеем $U_\Sigma = u_1$ и $T_{\text{а\ddot{u}o}}/U_\Sigma = T_1$.

С учетом (6) выражение (2) запишем в безразмерном виде

$$\overline{M}_{H1} = \frac{M_1}{C_H} = \frac{A_1}{k_1 (u_1 - 2)} = \frac{1 + k_1 \left(\frac{u_1 - 2}{2} \right)^2 + n_{M1} \frac{u_1^2}{4}}{k_1 (u_1 - 2)}. \quad (7)$$

Соотношение (7) – аналог массы планетарного механизма типа $\overline{AI}$ при расчете на контактную прочность. Аналог массы или безразмерная масса $\overline{M}_{H1}$ является функцией передаточного отношения механизма u_1 , т.е. $\overline{M}_{H1} = \overline{M}_{H1}(u_1)$.

Оптимальное значение передаточного отношения u_{opt1} , при котором масса планетарного механизма типа $\overline{AI}$ будет минимальной, находим из решения уравнения $\partial \overline{M}_{H1} / \partial u_1 = 0$. Это уравнение имеет два корня, которые вычисляются по формуле

$$(u_1)_{1,2} = \frac{2(k_1^2 + n_{M1}) \pm 2\sqrt{(k_1^2 + n_{M1})(n_{M1} + 1)}}{k_1^2 + n_{M1}}. \quad (8)$$

Из двух корней, определяемых из формулы (8), следует выбрать тот, при котором значение аналога массы $\overline{M}_{H1}$ будет положительным. В нашем случае получим

$$u_{opt1} = \frac{2(k_1^2 + n_{M1}) + 2\sqrt{(k_1^2 + n_{M1})(n_{M1} + 1)}}{k_1^2 + n_{M1}}. \quad (9)$$

Для значений $k_1 = 3$ и $n_{M1} = 7$ оптимальное значение передаточного отношения механизма типа $n \times \overline{AI}$ с одной ступенью равно $u_{opt1} = 3,414$.

Выражение (7) показывает, что при значении $u_1 = 2$ функция аналога массы $\overline{M}_{H1}$ претерпевает разрыв. При значениях $u_1 > 2$ функция аналога массы $\overline{M}_{H1}$ положительная и имеет локальный минимум. Общий вид функции $\overline{M}_{H1}$ приведен на рисунке 2,а, а на рисунке 2,б показан график аналога массы $\overline{M}_{H1}$ в диапазоне реальных передаточных отношений u_1 при различном числе сателлитов k_1 . Графики построены при значении параметра $n_{M1} = 7$.

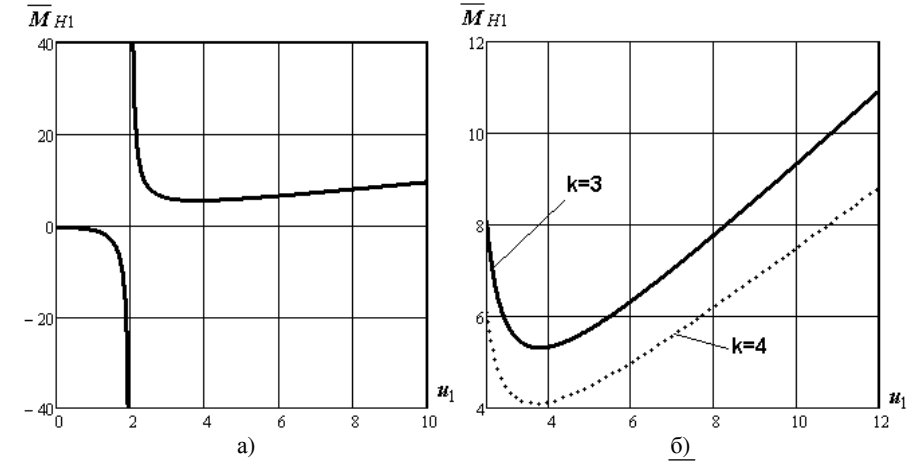


Рисунок 2 – График функции аналога массы $\overline{M}_{H1}$

Анализ зависимости (7) показывает следующее. Во-первых, существует оптимальный диапазон передаточного отношения u_1 , для которого значение аналога массы $\overline{M}_{H1}$ будет наименьшим. Во-вторых, с увеличением числа сателлитов k_1 снижается значение минимума аналога массы $\overline{M}_{H1}$.

Для оценки несущей способности одной ступени механизма с передаточным отношением $u_1 = u_{opt1}$ перепишем условие (5) к виду

$$[T_{\text{вых}}]_1 = \frac{b_1 d_1^2 k_1 (\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w)_1 (\sigma_{HP}^2)_1 (u_{opt1} - 2)}{0.7 (K_{H\beta} K_{Hv})_1 (\Omega_H)_1 (Z_E)_1}. \quad (10)$$

Соотношение (10) определяет допустимую величину момента $[T_{\text{вых}}]_1$, действующего на выходе механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ с одной ступенью, имеющего минимальную массу. При этом значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и K_{Hv} должны соответствовать требуемой степени нагруженности внешнего зацепления планетарной ступени.

Для механизма с двумя ступенями ($n=2$) аналог массы $\overline{M}_{H2}$ определяется по формуле

$$\overline{M}_{H2} = \frac{M_1 + M_2}{C_H} = \frac{u_1}{k_1 U_{\Sigma} (u_1 - 2)} (A_1 + A_2 B_2). \quad (11)$$

В формуле (11) коэффициенты A_1 , A_2 и B_2 вычисляются, как и в формуле (3). Принимаем условие $B_2 = 1$, тогда получим

$$\overline{M}_{H2} = \frac{u_1}{k_1 U_{\Sigma} (u_1 - 2)} (A_1 + A_2). \quad (12)$$

Подобно безразмерной массе $\overline{M}_{H1}$ безразмерная масса (12) тоже является функцией передаточных отношений отдельных ступеней механизма u_1 и u_2 , т.е. $\overline{M}_{H2} = \overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$. Но из двух передаточных отношений только одно есть независимой величиной, а второе определяется из условия обеспечения общего передаточного отношения механизма $U_{\Sigma} = u_1 u_2$. Поэтому, функция $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ есть функция одной независимой величины, например, передаточного отношения u_1 .

Оптимальное распределение передаточных отношений u_{opti} по ступеням механизма определяется решением следующей системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \overline{M}_{H2}}{\partial u_1} &= 0; \\ u_2 &= U_{\Sigma} / u_1. \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

После подстановки второго уравнения в первое, система (13) будет иметь вид

$$\begin{aligned} &(-k_1 - n_{M_1}) u_1^5 + (5k_1 + 3n_{M_1}) u_1^4 + (-8k_1) u_1^3 + (4k_1 + 4k_2 - 2k_2 U_{\Sigma} + 8) u_1^2 + \\ &+ (k_2 U_{\Sigma}^2 + n_{M_2} U_{\Sigma}^2) u_1 - (k_2 U_{\Sigma}^2 + n_{M_2} U_{\Sigma}^2) = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Решение уравнения (14) находим численным способом. Например, если $k_1 = k_2 = 3$, $n_{M_1} = n_{M_2} = 7$ и $U_{\Sigma} = 40$, то $u_{opt1} = 6,93$ и $u_{opt2} = 5,77$. Вид зависимости $\overline{M}_{H2} = \overline{M}_{H2}(u_1, u_2) = M_{H2}(u_1)$ такой же, как и вид зависимости $\overline{M}_{H1} = \overline{M}_{H1}(u_1)$.

Соотношение (12) было получено при следующих конструктивных ограничениях $\rho_1 = \rho_4$, $b_1 = b_4$ и $d_1 = d_4$. При этом контактная прочность зубчатых колес обеспечивается за счет выбора величины $b_1 d_1^2$ из условия (5), в котором надо подставить $u_1 = u_{opt1}$ и $U_{\Sigma} = u_{opt1} u_{opt2}$. Требование $B_2 = 1$ означает, что должно выполняться следующее условие

$$\frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{k_1 (K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H)_4 (\operatorname{tg} \alpha_w \sigma_{HP}^2)_1 (u_1 - 2) u_2}{k_4 (\operatorname{tg} \alpha_w \sigma_{HP}^2)_4 (K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H)_1 (u_2 - 2)} = 1. \quad (15)$$

Здесь учтено, что угол профиля инструмента α и материалы (плотность ρ и параметр Z_E) зубчатых колес обеих ступеней соответственно выбраны одинаково.

Рассмотрим случай, когда приняты условия $k_1 = k_4 = k$, $n_{M1} = n_{M4} = n_M$, $\Omega_{H1} = \Omega_{H4} = \Omega_H$ и $\alpha_{w1} = \alpha_{w4} = \alpha_w$. Тогда соотношение (15) примет вид

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} = \frac{(K_{H\beta} K_{Hv})_4 (\sigma_{HP}^2)_1 (u_1 - 2) u_2}{(\sigma_{HP}^2)_4 (K_{H\beta} K_{Hv})_1 (u_2 - 2)} = 1. \quad (16)$$

Итак, соотношения (15)-(16) позволяют конструктору выбрать такие параметры конструкций зубчатых колес обеих ступеней механизма, при которых его масса будет наименьшей для требуемой степени нагруженности зубчатых зацеплений. При этом оптимальные значения передаточных отношений двух ступеней определяются решением системы уравнений (13).

Заметим, что механизм, для которого коэффициент $B_2 = 1$ считается кинематическим.

Несущая способность двухступенчатого кинематического механизма с передаточным отношением $U_{\Sigma} = u_{opt1} u_{opt2}$ равна

$$[T_{\text{вых}}]_2^H = \frac{b_1 d_1^2 k \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w (\sigma_{HP}^2)_1}{0.7 (K_{H\beta} K_{Hv})_1 \Omega_H Z_E} \cdot \frac{u_{opt1} - 2}{u_{opt2}}. \quad (17)$$

В случае, когда коэффициент $B_2 \neq 1$, исследуемый механизм относится к так называемым силовым механизмам. Исследуем для этого случая зависимость (11).

Для начала введем коэффициент разнопрочности зацеплений Π_{2H} при расчете на контактную прочность

$$\Pi_{2H} = \frac{(K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H Z_E)_4}{(\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \sigma_{HP}^2)_4} \cdot \frac{(\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \sigma_{HP}^2)_1}{(K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H Z_E)_1}. \quad (18)$$

С учетом формулы (18) имеем следующее определение коэффициента B_2

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2H} \cdot \frac{u_1 - 2}{u_2 - 2} u_2. \quad (19)$$

Приняв условие $\rho_1 = \rho_4 = \rho$, получим следующее значение коэффициента B_2

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2H}^* \cdot \frac{u_1 - 2}{u_2 - 2} u_2. \quad (20)$$

Здесь коэффициент разнопрочности Π_{2H}^* определяется по формуле (18), но с учетом того, что принято условие $(Z_E)_1 = (Z_E)_4$

Подставив соотношение (19) или (20) в зависимость (11), получим целевую функцию – аналог массы $\bar{M}_{H2}(u_1, u_2)$, минимум которой находится решением системы уравнений типа (13). Решение этой системы уравнений заменяется решением одного уравнения типа (14). Аналитическая запись этого уравнения в работе не приводится в силу его громоздкости. Из пяти корней данного уравнения подходит только один. Значение этого корня принимают как $u_1 = u_{opt1}$, тогда получают $u_2 = u_{opt2} = U_\Sigma / u_{opt1}$.

Несущая способность двухступенчатого силового механизма может быть определена двумя способами.

По первому способу – из условия контактной прочности центрального зубчатого колеса z_1 первой ступени, имеем

$$[T_{бyx}]_2^I = \frac{b_1 d_1^2 (\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w)_1 (\sigma_{HP}^2)_1 k_1}{0.7 (K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H Z_E)_1} \cdot (u_{opt1} - 2) \cdot u_{opt2}. \quad (21)$$

По второму способу – из условия контактной прочности центрального зубчатого колеса z_4 второй ступени, получим

$$[T_{бyx}]_2^{II} = \frac{b_4 d_4^2 (\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w)_4 (\sigma_{HP}^2)_4 k_2}{0.7 (K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H Z_E)_4} \cdot (u_{opt2} - 2). \quad (22)$$

Определим отношение несущих способностей, вычисленных двумя способами

$$\frac{[T_{бyx}]_2^{II}}{[T_{бyx}]_2^I} = \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} \cdot \frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \Pi_{2H} \cdot \frac{(u_1 - 2) u_2}{u_2 - 2} = B_2 \cdot \frac{1}{B_2} = 1. \quad (23)$$

Таким образом, результат (23) показал то, что и требовалось. Контактная прочность механизма или его несущая способность может быть обеспечена за счет выбора соответствующих параметров, как первой, так и второй ступеней соответственно.

На рисунке 3 приведены графики зависимости (11), построенные при различ-

ных значениях параметра Π_{2H} . Здесь же приведен график и зависимости (12). Все графики были построены если $\rho_1 = \rho_4 = \rho$, $k_1 = k_4 = 3$, $n_{M1} = n_{M4} = 7$ и $U_\Sigma = 64$.

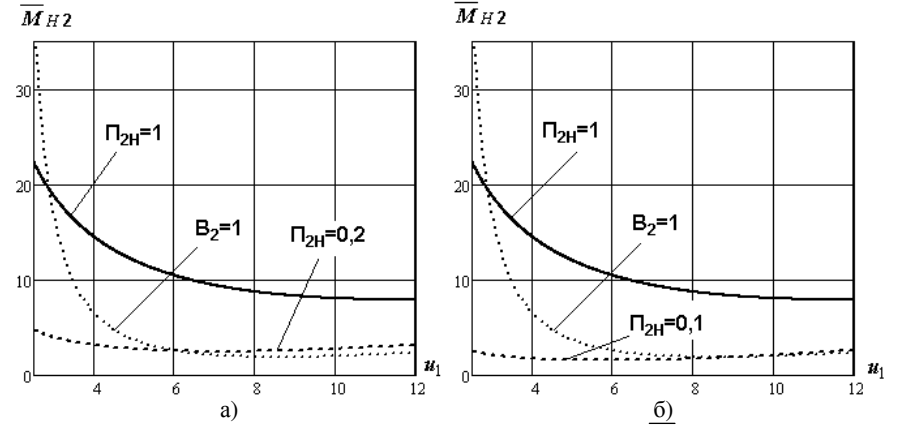


Рисунок 3 – График функции аналога массы $\bar{M}_{H2}$

Оптимальные значения передаточных отношений двух ступеней были найдены численным способом. Если коэффициент $B_2 = 1$, то $u_{opt1} = 8,577$ и $u_{opt2} = 7,462$, а $\bar{M}_{H2} = 1,922$. При $\Pi_{2H} = 0,2$ имеем $u_{opt1} = 7,169$, $u_{opt2} = 8,927$ и $\bar{M}_{H2} = 2,5$. При $\Pi_{2H} = 0,111$ получим $u_{opt1} = 5,953$, $u_{opt2} = 10,751$ и $\bar{M}_{H2} = 1,688$. При $\Pi_{2H} = 1$ получим $u_{opt1} = 11$, $u_{opt2} = 5,818$ и $\bar{M}_{H2} = 7,955$.

На основе исследования целевой функции аналога массы $\bar{M}_{H2}(u_1, u_2)$ двухступенчатого силового механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ можно сделать ряд выводов. Во-первых, наличие минимума целевой функции $\bar{M}_{H2}(u_1, u_2)$ в диапазоне реальных значений передаточного отношения u_1 зависит от значения коэффициента B_2 . При значениях коэффициента $B_2 > 1$ локальный минимум отсутствует. Наименьшее значение целевой функции соответствует верхней границе диапазона значений передаточного отношения u_1 . Во-вторых, возможны такие значения коэффициента B_2 , при которых целевая функция $\bar{M}_{H2}(u_1, u_2)$ будет иметь локальный минимум меньший, чем для случая, когда $B_2 = 1$. В-третьих, значение коэффициента B_2 существенно определяется значением коэффициент разнопрочности зацеплений Π_{2H} .

Для механизма с n степенями аналог массы $\bar{M}_H$ определяется по формуле (3) или (4). Подобно формуле (19) коэффициент B_i равен

$$B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_{3i-2}}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_i} \cdot \Pi_{iH} \cdot \frac{u_1 - 2}{u_i - 2} u_2. \quad (24)$$

Коэффициент разнопрочности зацеплений Π_{iH} определяется по формуле (18), в которой вместо нижнего индекса 4 надо подставить индекс i .

Несущая способность n ступенчатого силового механизма типа $n \times \mathbf{AI}$ может быть определена, в общем случае, n способами – из условия контактной прочности всех n внешних зацеплений $z_{3i-2} - z_{3i-1}$. Для i -го внешнего зацепления ($i = 1 \dots n$) имеем

$$[T_{\text{вых}}]^i = \frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2 (\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w)_i (\sigma_{HP}^2)_i k_i}{0,7 (K_{H\beta} K_{Hv} \Omega_H Z_E)_i} \cdot (u_{opti} - 2) \prod_{j=i+1}^n u_{optj}. \quad (25)$$

Аналогично формуле (23) можно показать следующее соотношение

$$\frac{[T_{\text{вых}}]^i}{[T_{\text{вых}}]^1} = \frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{b_1 d_1^2} \cdot \frac{\rho_{3i-2}}{\rho_1} \cdot \frac{k_1}{k_i} \cdot \frac{\Pi_{iH}}{\Pi_{1H}} \cdot \frac{(u_1 - 2) u_2}{u_i - 2} = B_i \cdot \frac{1}{B_1} = 1. \quad (26)$$

Выше уже отмечалось, что часто в практике конструирования многоступенчатых планетарных механизмов типа $n \times \mathbf{AI}$ применяют подход, при котором конструкции всех ступеней механизма выполнят одинаково. Такой подход означает выполнение следующих условий: $B_i = 1$, $u_1 = u_2 = \dots = u_i = \dots = u_n = \sqrt[n]{U_{\Sigma}}$. Несущая способность такого механизма оценивается по несущей способности последней ступени механизма. При этом, чем ступень механизма ближе к его первой ступени, тем данная ступень будет больше недогружена по сравнению с последней ступенью. Таким образом, масса такого механизма с точки зрения прочности будет не оптимальной. Это обстоятельство можно показать следующим образом.

Значения вращающего момента T_i и угловой скорости ω_i на входе i -ой ступени равны

$$T_i = \frac{T_{\text{вых}}}{\prod_{j=i}^n u_j} = T_1 \cdot \prod_{j=1}^i u_j; \quad \omega_i = \frac{\omega_1}{\prod_{j=1}^{i-1} u_j} = \omega_{\text{вых}} \cdot \prod_{j=i}^n u_j. \quad (27)$$

Отношения значений вращающего момента и угловой скорости, действующих на входе двух соседних ступеней, соответственно равны

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = u_i; \quad \frac{\omega_{i+1}}{\omega_i} = \frac{1}{u_i}. \quad (28)$$

Соотношения (27) показывают, как уменьшается окружная сила на делительном диаметре $(F_{iH})_i$ и увеличивается окружная скорость $(v)_i$ во внешнем зацеплении i -ой ступени по сравнению с аналогичными параметрами n -ой ступени механизма. Уменьшение значения окружной силы приводит к

уменьшению удельной окружной статической силы $(w)_i = (F_{iH}/b_w)_i$ и увеличению удельной окружной динамической силы $(w_{Hv})_i = (\delta_H g_0 v \sqrt{a_w/u})_i$ и соответственно увеличению динамической добавки $(v)_i = (w_{Hv}/w)_i$. При этом возможен случай, когда значение динамической добавки превышает не только допустимую величину, но и приемлемое (разумное) значение.

Основная сложность при проектировании оптимальных по массе конструкций многоступенчатых планетарных механизмов типа $n \times \mathbf{AI}$, которые рассматриваются как силовые механизмы, связана с заданием значений коэффициентов аналога массы $\overline{M}_H$. Трудоемкость решения этой задачи зависит от числа ступеней n проектируемого механизма. Так при $n=2$ имеем самый простой случай – один коэффициент B_2 . При $n=3$ задавать надо уже два коэффициента B_2 и B_3 . В общем случае надо задавать $n-1$ коэффициент B_i . Решение данной задачи можно выполнить методом последовательных приближений параметров конструкций ступеней к их оптимальным значениям. В качестве первого приближения следует выбрать вариант, когда проектируемый механизм рассматривается как кинематический механизм. Затем уточняются параметры конструкций последней и первой ступеней. Таким образом, будет получено второе приближение. Далее уточняются параметры промежуточных ступеней. В итоге, будет получено приближение к конструкции механизма, который будет уже рассматриваться как силовой механизм.

Выводы. На основе исследований, выполненных в работах [3-5], разработана методика оценки несущей способности многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \mathbf{AI}$, конструкция которого удовлетворяет критерию минимума массы. На примере двухступенчатого механизма показаны оценки его несущей способности с учетом двух вариантов исполнения конструкции – кинематического и силового. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма. Предложен подход решения этой проблемы.

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. Абрамов В.Т., Гетья А.Н., Матусевич В.А., Шехов А.В. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2009. – Вип.29. – С.45-52. 5. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма $\mathbf{AI}$ по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2010. – Вип.26. – С.77-85.

Поступила в редколлегию 23.04.12