

**В. А. МАТУСЕВИЧ, Ю. В. ШАРАБАН, А. В. ШЕХОВ, В. Т. АБРАМОВ**

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ МАССЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $\overline{A1} - II$

Рассмотрена методика построения целевой функции массы двухступенчатого планетарного механизма типа  $\overline{A1} - II$  с учетом условий прочности зубчатых зацеплений и областей существования планетарных ступеней механизма. Предложен подход для исследования экстремальных свойств целевой функции массы планетарного механизма. На основе экстремальных свойств целевой функции построена математическая модель оптимизации массы планетарного механизма. В качестве параметров оптимизации приняты значения передаточных отношений, числа сателлитов, коэффициентов приведения масс, отношения диаметров сателлитов и параметры прочности зубчатых зацеплений ступеней планетарного механизма. Приведен пример оптимального проектирования конструкции минимальной массы планетарного механизма типа  $\overline{A1} - II$ .

**Ключевые слова:** планетарный механизм типа  $\overline{A1}$ , планетарный механизм типа II, планетарный механизм типа  $\overline{A1} - II$ , область существования планетарного механизма, целевая функция массы планетарного механизма, оптимизация, минимизация массы, условия прочности.

**В. А. МАТУСЕВИЧ, Ю. В. ШАРАБАН, О. В. ШЕХОВ, В. Т. АБРАМОВ**

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ МАСИ ДВОСТУПІНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ТИПУ $\overline{A1} - II$

Розглянута методика побудови цільової функції маси двоступінчатого планетарного механізму типу  $\overline{A1} - II$  з врахуванням умов міцності зубчастих зацеплень і областей існування планетарних ступенів механізму. Запропонований підхід для дослідження екстремальних властивостей цільової функції маси планетарного механізму. На основі екстремальних властивостей цільової функції побудована математична модель оптимізації маси планетарного механізму. За параметри оптимізації прийняті значення передаточних відношень, числа сателітів, коефіцієнтів приведення мас, відношення діаметрів сателітів і параметри міцності зубчастих зацеплень ступенів планетарного механізму. Наведено приклад оптимального проектування конструкції за мінімальної маси планетарного механізму типу  $\overline{A1} - II$ .

**Ключові слова:** планетарний механізм типу  $\overline{A1}$ , планетарний механізм типу II, планетарний механізм типу  $\overline{A1} - II$ , область існування планетарного механізму, цільова функція маси планетарного механізму, оптимізація, мінімізація маси, умови міцності.

**V. A. MATUSEVICH, U. V. SHARABAN, A. V. SHEHOV, V. T. ABRAMOV**

### ANALYSIS OF MASS PARAMETER OPTIMIZATION TWO STAGE PLANETARY MECHANISM OF TYPE $\overline{A1} - II$

Methodology of construction of objective function of mass of two-stage planetary mechanism of type  $\overline{A1} - II$  is considered taking into account the terms of durability of the toothed hooking and areas of existence of the planetary stages of mechanism. Offered approach for analysis of extreme properties objective function of mass of planetary mechanism. On the basis of extreme properties of objective function the mathematical model of optimization of mass of planetary mechanism is built. As parameters of optimization taken on values of transmission relations, number of satellites, coefficients of bringing the masses over, relations of diameters of satellites and parameters of durability of the toothed hooking of the stages of planetary mechanism. The features of extreme properties of objective functions of mass of the second stage of planetary mechanism are shown by corresponding charts. Given to recommendation on the choice of values of parameters of optimization. An example of the optimal design of construction of minimum mass of planetary mechanism of type  $\overline{A1} - II$  is made.

**Keywords:** planetary mechanism of type  $\overline{A1}$ , planetary mechanism of type II, planetary mechanism of type  $\overline{A1} - II$ , area of existence of planetary mechanism, objective function of mass of planetary mechanism, optimization, minimization of mass, terms of durability.

**Введение.** Двухступенчатые планетарные механизмы типа  $\overline{A1} - II$ , образованные последовательным соединением простых планетарных механизмов соответственно типа  $\overline{A1}$  и II представляют большой интерес для создания передаточных механизмов различных мехатронных устройств. Связано это с их большими кинематическими возможностями – реализовывать большие значения передаточного отношения порядка 1500 и более. Однако, недостаток таких механизмов, обусловленный низким значением их коэффициента полезного действия (к.п.д.) при значениях передаточного отношения более 1500, ограничивает применение таких механизмов случаями, когда полезные нагрузки невелики или не учитываются совсем (случай кинематических передач). Поэтому в силовых передачах их применяют в диапазоне значений передаточного отношения, не превышающего 1500. На практике выбор требуемого значения передаточного отношения таких механизмов ограничивается не только нижним допустимым значением их к.п.д., но и массогабаритными и экономическими показателями. С другой стороны, такие механизмы за счет модификации их кинематических схем приводятся к широко распространенной кинематической схеме планетарного

механизма типа 3К. Учитывая это обстоятельство возникает задача выбора не только реализуемого значения передаточного отношения, но и кинематической схемы последовательного соединения вышеназванных простых планетарных механизмов. Для решения этой задачи требуется наличие расчетных методик определения основных показателей, в том числе суммарной массы, сравниваемых кинематических схем.

**Цель статьи.** Разработка методики построения целевой функции оптимизации массы двухступенчатого планетарного механизма типа  $\overline{A1} - II$ , а также исследование ее свойств в зависимости от основных параметров механизма.

**Анализ литературы.** В работе [1] рассмотрены принципы оптимального проектирования различных планетарных механизмов, в частности, приведены целевые функции оптимизации массы простых планетарных механизмов типа  $\overline{A1}$  и II, а также двухступенчатого типа  $\overline{A1} - II$ . Но в этой работе не приводится исследование свойств указанных целевых функций. Построение целевых функций оптимизации массы и исследование их свойств применительно как к простому плане-

тарному механизму типа  $\overline{AI}$ , так и многоступенчатому типу  $n \times \overline{AI}$ , рассмотрены в работах [2–3]. Методика исследования свойств целевой функции оптимизации массы планетарных механизмов типа  $n \times \overline{AI}$  подробно рассмотрены в работах [4–5].

**Материалы исследований.** На рис. 1 приведена кинематическая схема двухступенчатого планетарного механизма типа  $\overline{AI} - II$ , образованного последовательным соединением двух простых планетарных механизмов типа  $\overline{AI}$  и II соответственно. Нумерация зубчатых колес указана применительно к каждому из планетарных механизмов.

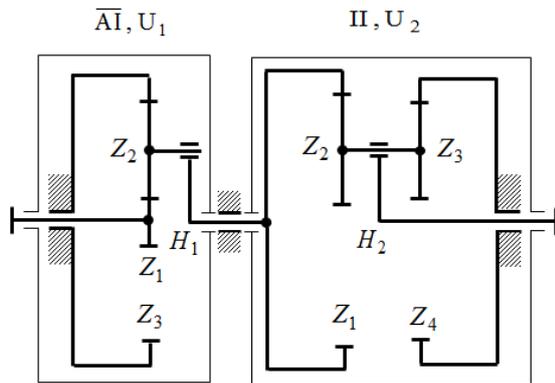


Рис. 1 – Планетарный механизм типа  $\overline{AI} - II$

Общее передаточное отношение механизма, показанного на рис. 1, определяется по формуле

$$U_{\Sigma} = U_1 U_2, \quad (1)$$

где  $U_1 = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$  – передаточное отношение планетарного механизма типа  $\overline{AI}$ ;

$U_2 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}$  – передаточное отношение планетарного механизма типа II.

Согласно [1] имеем следующие неравенства, определяющие области рационально приемлемых передаточных отношений простых планетарных механизмов

$$2 < U_1 < \frac{2}{1 - \sin\left(\frac{\pi}{k_1}\right)}; \quad (2)$$

$$1 - x\lambda < U_2 < \frac{1 - x\lambda}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{k_2}\right)}, \quad (3)$$

где  $k_1, k_2$  – число сателлитов соответственно первого и второго простых планетарных механизмов;

$$x\lambda = \frac{Z_2}{Z_3} \frac{m_{12}}{m_{34}} = \frac{d_2}{d_3} \quad \text{– параметр, равный отношению делительных диаметров сателлитов};$$

$m_{12}, m_{34}$  – модули зубчатых зацеплений сателлитов с центральными колесами.

Параметр  $x\lambda$  относится к простому планетарному механизму типа II. Этот параметр влияет на степень нагруженности подшипников сателлитного блока. Обычно его величину принимают в пределах  $0,5 \leq x\lambda \leq 2$  [1].

Общая масса рассматриваемого механизма равна сумме масс простых планетарных механизмов

$$M_{\Sigma} = M_1 + M_2, \quad (4)$$

где  $M_1$  – масса планетарного механизма типа  $\overline{AI}$ ;

$M_2$  – масса планетарного механизма типа II.

Массу  $M_1$  запишем в следующем виде [2],

$$M_1 = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left( 1 + k_1 \left( \frac{U_1 - 2}{2} \right)^2 + n_{M1} \frac{U_1^2}{4} \right), \quad (5)$$

где  $\rho_1, b_1, d_1$  – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса  $Z_1$ ;

$n_{M1}$  – коэффициент приведения масс корпуса, водила  $H_1$  и неподвижного зубчатого колеса  $Z_3$  к массе условного диска, принятый для планетарного механизма типа  $\overline{AI}$ .

Массу  $M_2$  простого планетарного механизма типа II, кинематическая схема которого приведена на рис. 1, представим в виде

$$M_2 = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left( 1 + k_2 \left( \frac{b_2 d_2^2}{b_1 d_1^2} + \frac{b_3 d_3^2}{b_1 d_1^2} \right) + n_{M2} \left( \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1} \right)^2 \right), \quad (6)$$

где  $\rho_1$  – плотность материала центрального зубчатого колеса  $Z_1$ ;

$b_i, d_i$  – ширина венца и диаметр делительной окружности зубчатого колеса  $Z_i$  ( $i = \overline{1,4}$ );

$n_{M2}$  – коэффициент приведения масс корпуса, водила  $H_2$  и неподвижного зубчатого колеса  $Z_4$  к массе условного диска, принятый для планетарного механизма типа II.

Подставив (5) и (6) в (4), получим выражение для вычисления общей массы двухступенчатого планетарного механизма типа  $\overline{AI} - II$ . Очевидно, что этой формулой можно воспользоваться только тогда, когда известны все параметры кинематической схемы механизма. Для целей оптимального проектирования механизма следует применить представление формулы (4) в форме целевой функции, зависящей от параметров проектирования планетарного механизма типа  $\overline{AI} - II$ .

Применительно к простому планетарному механизму типа  $\overline{AI}$  воспользуемся работами [2–3], в которых приведены целевые функции оптимизации массы данного механизма – аналоги массы (безразмерные величины).

Аналог массы  $\overline{M}_{H1}$  простого планетарного механизма типа  $\overline{AI}$  при расчете на контактную прочность внешнего зацепления  $Z_1 - Z_2$  имеет вид

$$\overline{M}_{H1} = \frac{M_1}{C_{H1}} = \frac{1 + k_1 \left( \frac{U_1 - 2}{2} \right)^2 + n_{M1} \frac{U_1^2}{4}}{k_1 (U_1 - 2)}, \quad (7)$$

где  $C_{H1}$  – коэффициент массы при расчете на контактную прочность.

Аналог массы  $\overline{M}_{F1}$  простого планетарного механизма типа  $\overline{AI}$  при расчете на изгибную прочность внешнего зацепления  $Z_1 - Z_2$  имеет вид

$$\bar{M}_{F1} = \frac{M_1}{C_{F1}} = Z_1 \frac{1 + k_1 \left( \frac{U_1 - 2}{2} \right)^2 + n_{M1} \frac{U_1^2}{4}}{k_1 U_1}, \quad (8)$$

где  $C_{F1}$  – коэффициент массы при расчете на изгибную прочность.

Формулы для вычисления коэффициентов массы  $C_{H1}$  и  $C_{F1}$  приведены в вышеназванных работах.

Получим формулы для вычисления аналогов массы для простого планетарного механизма типа II.

Сначала приведем основные соотношения, которые будут использованы при выводе вышеназванных формул.

Генеральные уравнения для подбора чисел зубьев простого планетарного механизма типа II, кинематическая схема которого приведена на рис. 1, образует следующую систему уравнений [2]:

$$Z_1 = k_2 \frac{P - Qx}{U_2}, \quad Z_2 = Z_1 \frac{1 - U_2 - x\lambda}{x\lambda - 1}; \quad (9)$$

$$Z_3 = \frac{Z_2}{x}, \quad Z_4 = Z_1 \frac{1 - U_2}{x}, \quad (10)$$

где  $P, Q$  – целые числа.

Из условия контактной прочности внутреннего зацепления  $Z_1 - Z_2$  получим [1]

$$b_1 d_1^2 = \frac{0,7T_1 (\Omega_H E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}}{k_1 (\sigma_{HP}^2)_{12} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{n12})} \cdot \frac{Z_1 - Z_2}{Z_2}. \quad (11)$$

Здесь индексом "12" обозначены параметры, которые относятся к рассматриваемому внутреннему зацеплению. Обозначения параметров в этой формуле такие же, как и в работе [5].

Перепишем условие контактной прочности внутреннего зацепления  $Z_1 - Z_2$  в виде

$$b_2 d_2^2 = \frac{0,7T_2 (E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}}{(\sigma_{HP}^2)_{12} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{n12})} \cdot \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1}. \quad (12)$$

Между крутящим моментом  $T_1$ , приложенным к центральному колесу  $Z_1$ , и крутящем моментом  $T_2$ , приложенным к сателлиту  $Z_2$ , имеем следующее соотношение

$$T_2 = T_1 \frac{Z_2 \Omega_H}{Z_1 k_2}, \quad (13)$$

где  $\Omega_H$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами  $Z_2$  при расчете на контактную прочность.

С учетом формул (9–12) получим

$$\frac{b_2 d_2^2}{b_1 d_1^2} = \left( \frac{Z_2}{Z_1} \right)^2 = \frac{(x\lambda - 1 + U_2)^2}{(x\lambda - 1)^2}. \quad (14)$$

Запишем условие контактной прочности внутреннего зацепления  $Z_3 - Z_4$

$$b_3 d_3^2 = \frac{0,7T_3 (E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{34}}{(\sigma_{HP}^2)_{34} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{n34})} \cdot \frac{Z_4 - Z_3}{Z_4}. \quad (15)$$

Здесь индексом "34" обозначены параметры, которые относятся к рассматриваемому внутреннему зацеплению. Для крутящего момента  $T_3$ , приложенного к сателлиту  $Z_3$ , имеем следующее условие  $T_3 = T_2$ .

Учитывая формулы (9–10) и (15), получим

$$\frac{b_3 d_3^2}{b_1 d_1^2} = \frac{1}{\Pi_H} \cdot \frac{(x\lambda - 1 + U_2)^2}{(x\lambda - 1)^2} \cdot \frac{x\lambda}{1 - U_2}, \quad (16)$$

где  $\Pi_H = \frac{(\sigma_{HP}^2)_{34}}{(\sigma_{HP}^2)_{12}} \cdot \text{tg}(\alpha_{n34}) \cdot \frac{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}}{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{34}}$  – коэффициент разнопрочности зубчатых зацеплений по контакту [1].

Учитывая формулы (9–10), получим следующее соотношение для чисел зубьев

$$\left( \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1} \right)^2 = \frac{(U_2)^2}{(x\lambda - 1)^2}. \quad (17)$$

Перепишем член  $\frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2$ , стоящий перед круглыми скобками в формуле (6), к следующему виду, учитывая формулы (9–11)

$$\frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2 = C_{H2} \frac{Z_1 - Z_2}{k_1 Z_2} = C_{H2} \frac{-U_2}{k_2 (x\lambda - 1 + U_2)}, \quad (18)$$

где  $C_{H2} = \frac{\pi\rho_1}{4} \cdot \frac{0,7T_1 (\Omega_H E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}}{(\sigma_{HP}^2)_{12} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{n12})}$  – коэффициент массы при расчете на контактную прочность.

Подставляя формулы (14) и (16–18) в (6), получим окончательное выражение для аналога массы  $\bar{M}_{H2}$  простого планетарного механизма типа II при расчете на контактную прочность

$$\bar{M}_{H2} = \frac{M_2}{C_{H2}} = \frac{-U_2}{k_2 (x\lambda - 1 + U_2) (x\lambda - 1)^2} \left[ (x\lambda - 1)^2 + k_2 \left( 1 + \frac{x\lambda}{\Pi_H (1 - U_2)} \right) (x\lambda - 1 + U_2)^2 + n_{M2} U_2^2 \right]. \quad (19)$$

Из условия изгибной прочности центрального колеса внутреннего зацепления  $Z_1 - Z_2$  получим [5]

$$b_1 d_1^2 = \frac{2 \cdot T_1 \cdot (\Omega_F K_{F\beta} K_{Fv})_{12} \cdot (Y_{FS})_{12} \cdot Z_1}{k_2 \cdot (\sigma_{FP})_{12}}. \quad (20)$$

Перепишем условие (20) к виду

$$b_2 d_2^2 = \frac{2 \cdot T_2 \cdot (K_{F\beta} K_{Fv})_{12} \cdot (Y_{FS})_{12} \cdot Z_2}{(\sigma_{FP})_{12}}. \quad (21)$$

В формулах (19) и (20) нижний индекс "12" указывает на принадлежность параметров рассматриваемому зубчатому зацеплению. Пояснение этих параметров приведено в [5].

С учетом формул (13), (20) и (21) получим

$$\frac{b_2 d_2^2}{b_1 d_1^2} = \left( \frac{Z_2}{Z_1} \right)^2 = \frac{(x\lambda - 1 + U_2)^2}{(x\lambda - 1)^2}. \quad (22)$$

Из условия изгибной прочности сателлита внутреннего зацепления  $Z_3 - Z_4$  имеем

$$b_3 d_3^2 = \frac{2 \cdot T_3 \cdot (K_{F\beta} K_{Fv})_{34} \cdot (Y_{FS})_{34} \cdot Z_3}{(\sigma_{FP})_{34}}. \quad (23)$$

С учетом ранее приведенного соотношения для крутящего момента  $T_3$  и формул (20) и (23) получим

$$\frac{b_3 d_3^2}{b_1 d_1^2} = \frac{Z_2 Z_3}{Z_1^2 \Pi_F} = \frac{(x\lambda - 1 + U_2)^2}{(x\lambda - 1)^2} \cdot \frac{1}{x \Pi_F}, \quad (24)$$

где  $\Pi_F = \frac{(K_{Fv} K_{F\beta})_{12}}{(K_{Fv} K_{F\beta})_{34}} \cdot \frac{(\sigma_{FP})_{34}}{(Y_{FS})_{34}} \cdot \frac{(Y_{FS})_{12}}{(\sigma_{FP})_{12}}$  – коэффициент разнородности зубчатых зацеплений по изгибу [1].

Поступая подобным образом, как при выводе формулы (18), но применительно к расчету на изгиб, т.е. с учетом формулы (20), получим

$$\frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 = C_{F2} \frac{1}{k_2}, \quad (25)$$

где  $C_{F2} = \frac{\pi \rho_1}{2} \cdot \frac{T_1 \cdot (\Omega_F K_{F\beta} K_{Fv})_{12} \cdot (Y_{FS})_{12} \cdot Z_1}{(\sigma_{FP})_{12}}$  – коэффициент

массы при расчете на изгибную прочность.

Подставляя формулы (17), (22) и (24) в формулу (6), получим окончательное выражение для аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  простого планетарного механизма типа II при расчете на изгибную прочность

$$\bar{M}_{F2} = \frac{M_2}{C_{F2}} = \frac{1}{k_2 (x\lambda - 1)^2} \left[ (x\lambda - 1)^2 + k_2 (x\lambda - 1 + U_2)^2 \left( 1 + \frac{1}{x \Pi_F} \right) + n_{M2} U_2^2 \right]. \quad (26)$$

Исследование свойств параметрических функций  $\bar{M}_{H1}$  и  $\bar{M}_{F1}$  подробно рассмотрены в работах [1–5]. Поэтому в дальнейшем воспользуемся результатами этих работ.

Перейдем к анализу свойств параметрических функций  $\bar{M}_{H2}$  и  $\bar{M}_{F2}$ .

Аналог массы  $\bar{M}_{H2}$ , записанный в виде (19), в общем случае является функцией четырех параметров –  $U_2$ ,  $k_2$ ,  $n_{M2}$ ,  $\Pi_H$  и  $x\lambda$ . Принимая во внимание, что возможные значения передаточного отношения  $U_2$  и коэффициента массы  $n_{M2}$  не зависят от числа сателлитов  $k_2$  (точнее не существенно зависят), отнесем величины  $n_{M2}$  и  $k_2$  к постоянным (заданным) параметрам исследуемой функции. К постоянным параметрам функции  $\bar{M}_{H2}$  отнесем и коэффициент разнородности  $\Pi_H$ . Соответственно параметры  $U_2$  и  $x\lambda$  нами будут рассматриваться как параметры оптимизации, т.е. переменными величинами. Следовательно, параметрическая

функция  $\bar{M}_{H2}$  является функцией двух переменных величин, т.е.  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(U_2, x\lambda)$ .

Следует отметить, что значения параметров  $U_2$  и  $x\lambda$  функции аналога массы  $\bar{M}_{H2}$  являются не произвольными. Их значения должны удовлетворять условию существования простого планетарного механизма типа II [1]

$$\frac{1 - x\lambda}{1 + x\lambda \sin\left(\frac{\pi}{k_2}\right)} < U_2 < 1 - x\lambda, \quad 0 \leq x\lambda \leq 1; \quad (27)$$

$$1 - x\lambda < U_2 < \frac{1 - x\lambda}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{k_2}\right)}, \quad 1 < x\lambda \leq 3. \quad (28)$$

На рис. 2 показана область существования простого планетарного механизма типа II – область, ограниченная линиями 1 и 2. Эта область была построена при значении параметра  $k_2 = 1$ .

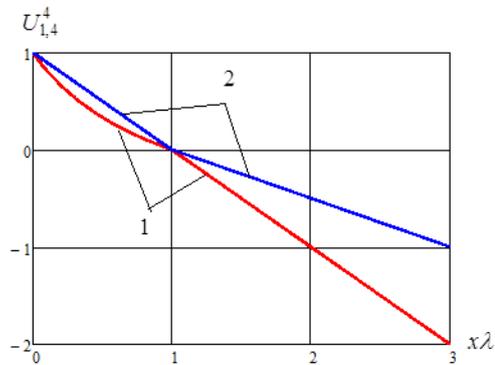


Рис. 2 – Область существования простого планетарного механизм типа II

Линии 1 и 2, показанные на рис. 2, задаются границами неравенств (27) и (28). Линия 1 – левая граница неравенств, а линия 2 – правая граница соответственно. Эти линии построены для параметра  $k_2 = 2$ . При значении параметра  $k_2 = 1$  линии 1 и 2 совпадают друг с другом. При увеличении значения параметра  $k_2$  более 2 линии границ неравенств (27) и (28) будут находиться внутри области, построенной для случая, когда параметр  $k_2 = 2$ .

Из рис. 2 видно, что область, задаваемая неравенствами (27) и (28) образована из двух частей (подобластей). В нашем исследовании будем рассматривать первую подобласть, соответствующую условию  $0 \leq x\lambda \leq 1$ . Эта подобласть относится к кинематической схеме механизма, которая приведена на рис. 1 – к кинематической схеме мультипликатора. Если вращение подводить к водилу механизма  $H_2$  и снимать вращение центрального зубчатого колеса  $Z_1$ , то получим редуктор с передаточным отношением  $U_{H,1}^4 = 1/U_{1,H}^4 = 1/U_2$ .

На рис. 3 приведена первая подобласть области, показанной на рис. 2, ограниченная снизу прямой 3 и сверху – прямой 4 соответственно. Эти прямые задают диапазон возможных значений передаточного отношения. В нашем случае прямая 3 – верхнее значение передаточного отношения  $U_{H,1}^4 = 300$  или нижнее значение передаточного отношения  $U_2 = 0,00333$ , а прямая 4 – ниж-

нее значение передаточного отношения  $U_{H,1}^4 = 30$  или верхнее значение передаточного отношения  $U_2 = 0,0333$ .

Из рис. 3 видно, что чем большее значение передаточного отношения  $U_{H,1}^4$ , требуется реализовать, учитывая и значение к. п. д. механизма, тем меньше диапазон возможных значений параметра  $x\lambda$ . Поэтому возникает задача исследования зависимостей функций аналогов массы  $\bar{M}_{H2}$  и  $\bar{M}_{F2}$  от значения параметра  $x\lambda$ , т.е. этот параметр следует считать параметром оптимизации вышеназванных функций. Решение этой задачи нами будет рассмотрено ниже.

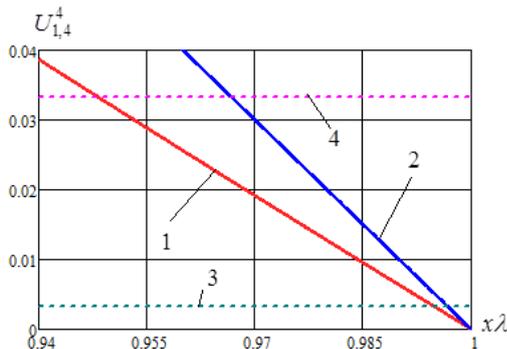


Рис. 3 – Первая подобласть области существования простого планетарного механизм типа II

Анализ аналитической зависимости первой производной функции аналога массы  $\bar{M}_{H2}$  по параметру  $x\lambda$  при фиксированных значениях других параметров показывает следующее. В диапазоне  $x\lambda \in [0, 1]$  производная возрастает от значения 0 и при  $x\lambda = 1$  устремляется к плюс бесконечности. Подобным образом ведет себя и функция аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ .

Заметим, что кроме значения  $x\lambda = 1$  разрыв функций  $\bar{M}_{H2}(x\lambda)$  и  $\frac{\partial}{\partial x\lambda} \bar{M}_{F2}(x\lambda)$  будет наблюдаться также при выполнении следующего условия

$$x\lambda - 1 + U_2 = 0. \tag{29}$$

Принимая во внимание условие (29), дифференциальные свойства аналога массы  $\bar{M}_{H2}$  как функции параметра  $x\lambda$  и неравенство (27), получим соотношение из которого можно найти значение параметра  $x\lambda_{\min}$ , для которого значение аналога массы  $\bar{M}_{H2}$  будет минимальным. Это соотношение имеет вид

$$\frac{x\lambda_{\min} - 1}{1 + x\lambda_{\min} \sin\left(\frac{\pi}{k_2}\right)} = U_2^*, \tag{30}$$

где  $U_2^*$  – заданное значение передаточного отношения простого планетарного механизма типа II.

На рис. 4 приведены графики зависимости аналога массы  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(x\lambda)$  в зависимости от значения числа спутников  $k_2$ . Эти графики были построены для значений параметров  $U_2^* = 0,00333$ ,  $\Pi_H = 1$  и  $n_{M2} = 3$ .

Из рис. 4 видно, что увеличение числа спутников  $k_2$  приводит к уменьшению значения аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ .

Анализ влияния значения параметра  $n_{M2}$  на вид зависимости  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(x\lambda)$  показал, что оно несущественно и им можно пренебречь.

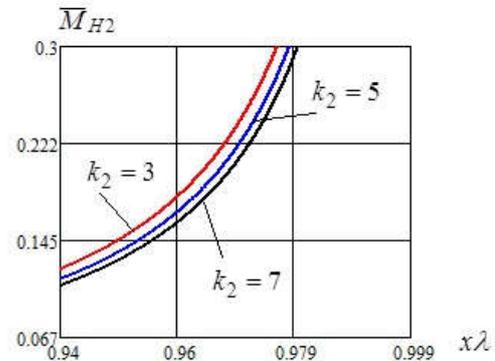


Рис. 4 – Графики зависимости  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(x\lambda)$  при различном числе спутников  $k_2$

На рис. 5 показаны графики зависимости аналога массы  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(x\lambda)$ , полученные при разных значениях параметра  $\Pi_H$ . Графики были построены для значений параметров  $U_2^* = 0,00333$ ,  $k_2 = 3$  и  $n_{M2} = 3$ .

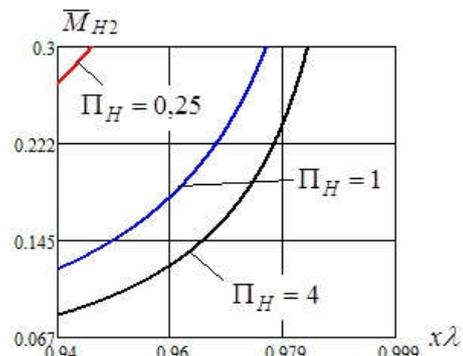


Рис. 5 – Графики зависимости  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(x\lambda)$  при различных значениях параметра  $\Pi_H$

Анализ кривых, приведенных на рис. 5, показывает существенное влияние значения параметра  $\Pi_H$  на значение аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ . Чем больше значение параметра  $\Pi_H$  по сравнению с 1, тем меньше значение аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ .

Анализ влияния значения передаточного отношения  $U_2$  на вид и значение функции  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(x\lambda)$  показал следующее. Чем больше значение  $U_2$ , тем больше значение аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ , и наоборот, чем меньше значение  $U_2$ , тем меньше значение аналога массы  $\bar{M}_{H2}$  соответственно.

Подведем итоги исследования (оптимизации) функции аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ , вид которой приведен записан в формуле (19).

На рис. 6 показана зависимость функции  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(U_2, x\lambda)$ , построенная на дискретной сетке параметров  $(U_{2i}, x\lambda_{i,j})$ , где  $i = \overline{1, N_1}$  и  $j = \overline{1, N_2}$ . Здесь  $N_1, N_2$  – число отсчетов соответственно параметра  $U_2$  и  $x\lambda$ .

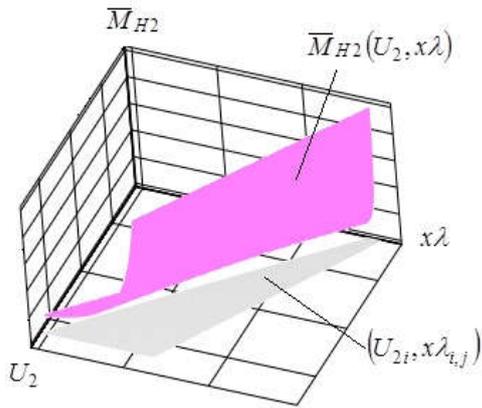


Рис. 6 – График зависимости  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(U_2, x\lambda)$

Дискретная сетка  $(U_{2i}, x\lambda_{i,j})$  была наложена на область, показанную на рис. 3. Линии 3 соответствовало значение  $U_2 = 0,00333$  (1/300), а линии 4 –  $U_2 = 0,0333$  (1/30). На рис. 6 графическое изображение этой сетки расположено в плоскости X–Y. Эта область имеет вид четырехугольника, три стороны которого являются отрезками прямых линий (линии 2, 3 и 4, показанные на рис. 3), а одна сторона – часть кривой линии (линия 1 на рис. 3). Наименьшее значение параметра  $x\lambda$  составило 0,994 для  $U_2 = 0,00333$ . Соответственно это значение составило 0,94 для  $U_2 = 0,0333$ . Зависимость  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(U_2, x\lambda)$  была построена для значений параметров  $k_2 = 3$ ,  $\Pi_H = 1$  и  $n_{M2} = 3$ . Как видно из рис. 6 минимум функции  $\bar{M}_{H2} = \bar{M}_{H2}(U_2, x\lambda)$  соответствует точке  $U_2 = 0,00333$  и  $x\lambda = 0,994$ .

Исследование дифференциальных свойств функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}$ , определяемой формулой (26), показало, что эта функция имеет локальный минимум.

На рис. 7 приведены графики изменения функции  $\bar{M}_{F2}(x\lambda)$  (линия 1) и первой производной по параметру  $x\lambda$  этой функции  $\frac{\partial \bar{M}_{F2}(x\lambda)}{\partial x\lambda}$  (линия 2). Графики были построены для значений параметров  $U_2^* = 0,00333$ ,  $k_2 = 3$ ,  $\lambda = 1$ ,  $\Pi_F = 1$  и  $n_{M2} = 3$ .

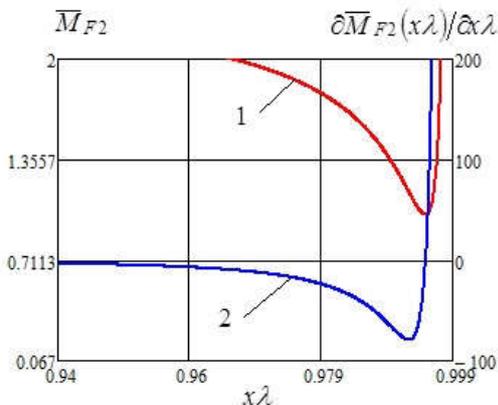


Рис. 7 – Графики зависимостей функции  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$  и ее первой производной  $\frac{\partial \bar{M}_{F2}(x\lambda)}{\partial x\lambda}$

Положение локального минимума функции (26) зависит от значений всех параметров этой функции. Не приводя соответствующих графиков и аналитических формул, отметим тот факт, что корни уравнения вида  $\frac{\partial \bar{M}_{F2}(x\lambda)}{\partial x\lambda} = 0$  являются корнями квадратичного полинома относительно параметра  $x\lambda$ . Этот полином можно получить, если воспользоваться приемом, который рассмотрен в работе [4].

Влияние числа спутников  $k_2$  на вид функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}(x\lambda)$  показано на рис. 8. Графики были построены для тех же самых значений параметров функции, которые были приняты при построении графиков, приведенных на рис. 7.

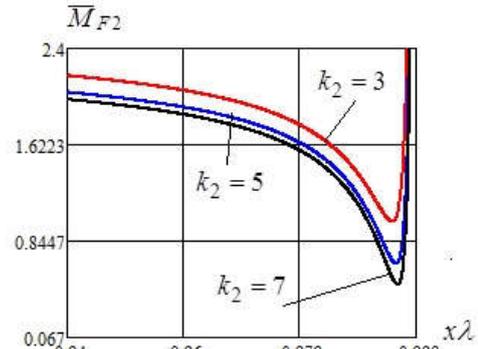


Рис. 8 – Графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$  при различном числе спутников  $k_2$

Увеличение числа спутников  $k_2$  приводит к уменьшению значения локального минимума аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  и увеличению значения параметра  $x\lambda_{\min}$ , при котором функция аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  имеет локальный минимум.

На рис. 9 показаны графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$ , полученные при разных значениях параметра  $n_{M2}$ .

Обратное явление – увеличение значения локального минимума аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  и уменьшению значения параметра  $x\lambda_{\min}$  наблюдается при увеличении значения параметра  $n_{M2}$  (рис. 9).

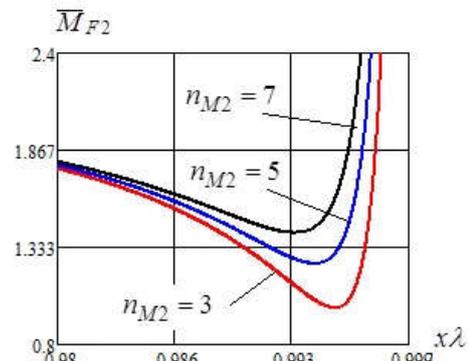


Рис. 9 – Графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$  при различных значениях параметра  $n_{M2}$

Графики, приведенные на рис. 8–9, были построены для значений параметров  $U_2^* = 0,00333$ ,  $\lambda = 1$  и  $\Pi_F = 1$  соответственно.

Влияние значения параметра  $\Pi_F$  на вид функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  показано на рис. 10. Графики были построены для значений параметров  $U_2^* = 0,00333$ ,  $k_2 = 3$ ,  $\lambda = 1$  и  $n_{M2} = 3$ .

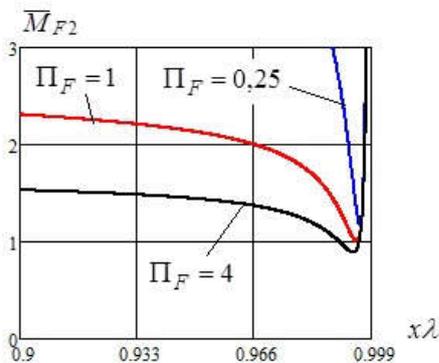


Рис. 10 – Графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$  при различных значениях параметра  $\Pi_F$

Из рис. 10 видно, что увеличение значения параметра  $\Pi_F$  приводит к уменьшению значения локального минимума аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  и уменьшению значения параметра  $x\lambda_{min}$ , при котором функция аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  имеет локальный минимум.

На рис. 11 показаны графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$ , полученные при разных значениях параметра  $\lambda$ , который учитывался через следующее соотношение  $x = x\lambda/\lambda$ . Графики были построены для значений параметров  $U_2^* = 0,00333$ ,  $k_2 = 3$ ,  $\Pi_F = 1$  и  $n_{M2} = 3$ .

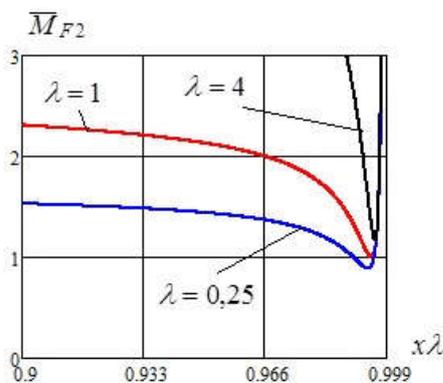


Рис. 11 – Графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$  при различных значениях параметра  $\lambda$

Сравнивая графики, приведенные на рис. 10–11, видно, что влияние параметра  $\lambda$  обратное влиянию параметра  $\Pi_F$  на вид функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}$ .

Так как функция аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  имеет локальный минимум, то интерес представляет влияние на положения этого минимума значения передаточного отношения  $U_2$ .

На рис. 12 показано влияние значения передаточного отношения  $U_2$  на значение и положения минимума функции  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(x\lambda)$ . Из рисунка видно, что значение минимума этой функции почти не зависит

от значения параметра  $U_2$  – все три кривые касаются одной и той же горизонтальной прямой. С другой стороны чем большее значение параметра  $U_2$ , тем положение минимума функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  приближается к правой границе области, показанной на рис. 3. И наоборот, чем меньшее значение параметра  $U_2$ , тем ближе положение минимума функции к левой границе соответствующей области.

Для трех функций, графики которых приведены на рис. 12, в математическом пакете Mathcad были найдены значения параметра  $x\lambda_{min}$ , при котором функция аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  имеет локальный минимум. Найдены следующие значения:  $x\lambda_{min1} = 0,995$ ;  $x\lambda_{min2} = 0,99$ ;  $x\lambda_{min3} = 0,95$ . Соответствующие значения минимума функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}$  составили:  $\bar{M}_{F2min1} = 1,001$ ;  $\bar{M}_{F2min2} = 1,001$ ;  $\bar{M}_{F2min3} = 1,006$ . Эти данные достаточно хорошо подтверждает то, что выше было сказано о графиках, приведенных на рис. 12. На рис. 12 пунктирная горизонтальная прямая, касающаяся трех кривых, проведена на уровне  $\bar{M}_{F2} = 1,001$ .

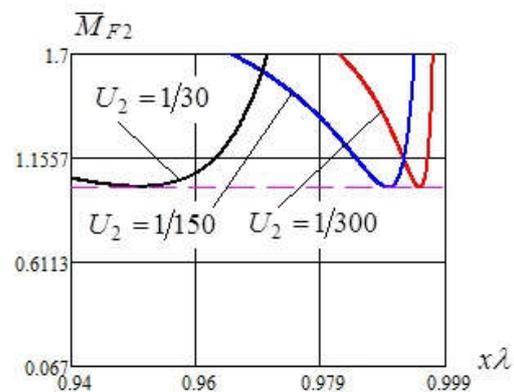


Рис. 12 – Графики зависимости  $\bar{M}_{F2min} = \bar{M}_{F2min}(U_2, x\lambda)$  при различных значениях параметра  $U_2$

Графики, приведенные на рис. 12, были построены для значений параметров  $k_2 = 3$ ,  $\lambda = 1$  и  $n_{M2} = 3$ .

На рис. 13 показана зависимость функции  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(U_2, x\lambda)$ , построенная на дискретной сетке параметров  $(U_{2i}, x\lambda_{i,j})$ , где  $i = \overline{1, N_1}$  и  $j = \overline{1, N_2}$ .

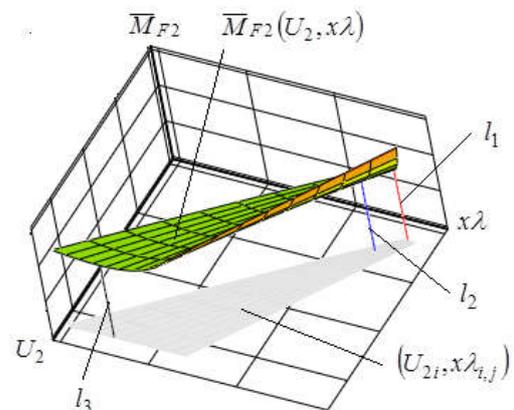


Рис. 13 – Графики зависимости  $\bar{M}_{F2} = \bar{M}_{F2}(U_2, x\lambda)$

На рис. 13 вертикальные отрезки, обозначенные как  $l_1, l_2$  и  $l_3$ , показывают расположение соответственно локальных минимумов  $\overline{M}_{F2\min}$  функции аналога массы  $\overline{M}_{F2}$ , приведенных на рис. 12.

Дискретная сетка  $(U_2, \chi_{i,j})$ , которая была применена при построении графика зависимости  $\overline{M}_{F2} = \overline{M}_{F2}(U_2, \chi\lambda)$ , имела такие же параметры, как при построении графика зависимости  $\overline{M}_{H2} = \overline{M}_{H2}(U_2, \chi\lambda)$ , приведенного на рис. 6.

Общую массу планетарного механизма типа  $\overline{A1} - \Pi$ , определяемую формулой (4), с учетом условий контактной прочности представим в виде

$$\begin{aligned} M_{\Sigma} &= \overline{M}_{H1}C_{H1} + \overline{M}_{H2}C_{H2} = \\ &= C_{H1} \left( \overline{M}_{H1} + \frac{C_{H2}}{C_{H1}} \overline{M}_{H2} \right) = C_{H1} \overline{M}_{H\Sigma}, \end{aligned} \quad (31)$$

где  $\overline{M}_{H\Sigma} = M_{H\Sigma}/C_{H1} = \overline{M}_{H1} + C_{H2}\overline{M}_{H2}$  – аналог массы планетарного механизма типа  $\overline{A1} - \Pi$  при расчете на контактную прочность;

$C_{H\Sigma} = C_{H2}/C_{H1}$  – коэффициент, равный отношению коэффициентов массы простых планетарных механизмов типа  $\Pi$  и  $\overline{A1}$  соответственно при расчете на контактную прочность.

Поступая подобным образом, как при выводе формулы (31), получим с учетом условий изгибной прочности следующее представление общей массы планетарного механизма типа  $\overline{A1} - \Pi$

$$\begin{aligned} M_{\Sigma} &= \overline{M}_{F1}C_{F1} + \overline{M}_{F2}C_{F2} = \\ &= C_{F1} \left( \overline{M}_{F1} + \frac{C_{F2}}{C_{F1}} \overline{M}_{F2} \right) = C_{F1} \overline{M}_{F\Sigma}, \end{aligned} \quad (32)$$

где  $\overline{M}_{F\Sigma} = M_{F\Sigma}/C_{F1} = \overline{M}_{F1} + C_{F2}\overline{M}_{F2}$  – аналог массы планетарного механизма типа  $\overline{A1} - \Pi$  при расчете на изгибную прочность;

$C_{F\Sigma} = C_{F2}/C_{F1}$  – коэффициент, равный отношению коэффициентов массы простых планетарных механизмов типа  $\Pi$  и  $\overline{A1}$  соответственно при расчете на изгибную прочность.

Подставив в формулы (31) и (32) функции соответствующих аналогов масс простых планетарных механизмов – формулы (7), (8), (19) и (26), получим параметрические функции аналогов массы планетарного механизма типа  $\overline{A1} - \Pi$ . Оптимизацию (минимизацию) этих функций можно выполнять, например, в среде математического пакета Mathcad. Однако, учитывая дифференциальные свойства функций аналогов массы простых планетарных механизмов типа  $\overline{A1}$  и  $\Pi$  алгоритм реализации оптимизации упрощается.

Согласно [1–5] функция аналога массы  $\overline{M}_{H1}$  для возможных значений ее параметров всегда имеет локальный минимум, который может быть определен аналитическим способом [4]. Функция аналога массы  $\overline{M}_{H2}$  не имеет локального минимума, но как показано выше, известны условия, когда эта функция имеет наименьшее значение (см. рис. 6).

Функция аналога массы  $\overline{M}_{F1}$  для возможных значений ее параметров не имеет локального минимума,

но чем меньше передаточное отношение простого планетарного механизма типа  $\overline{A1}$ , тем меньше ее значение [5]. Отсутствует локальный минимум и для функции аналога массы  $\overline{M}_{F2}$ , но известны условия, когда эта функция имеет наименьшее значение (см. рис. 13).

Предлагается следующий алгоритм минимизации аналогов массы  $\overline{M}_{H\Sigma}$  и  $\overline{M}_{F\Sigma}$ , который рассмотрим на примере планетарного механизма типа  $\overline{A1} - \Pi$ , кинематическая схема которого приведена на рис. 14. Передаточное отношение планетарного редуктора равно  $U_{\Sigma} = 800$ . Для планетарной ступени типа  $\overline{A1}$  заданы следующие параметры:  $k_1 = 3$ ;  $n_{M1} = 3$ ; нижнее значение допустимого передаточного отношения  $U_{1,H}^3$  равно 2,5; верхнее значение допустимого передаточного отношения  $U_{1,H}^3$  равно 11. Для планетарной ступени типа  $\Pi$  заданы такие параметры:  $k_2 = 3$ ;  $n_{M3} = 3$ ;  $\lambda = 1$ ;  $\Pi_H = \Pi_F = 1$ ; нижнее значение допустимого передаточного отношения  $U_{1,H}^4$  равно 1/300; верхнее значение допустимого передаточного отношения  $U_{1,H}^4$  равно 1/30. Требуется найти значения передаточного отношения  $U_1 = U_{1,H1}^3$  планетарной ступени типа  $\overline{A1}$ , передаточного отношения  $U_2 = (U_{1,H2}^4)^{-1}$  и параметра  $\chi\lambda_{\min}$  планетарной ступени типа  $\Pi$ , при которых функции аналогов масс планетарного редуктора имели наименьшие значения. При этом считается, что коэффициенты  $C_{H\Sigma} = C_{F\Sigma} = 1$ .

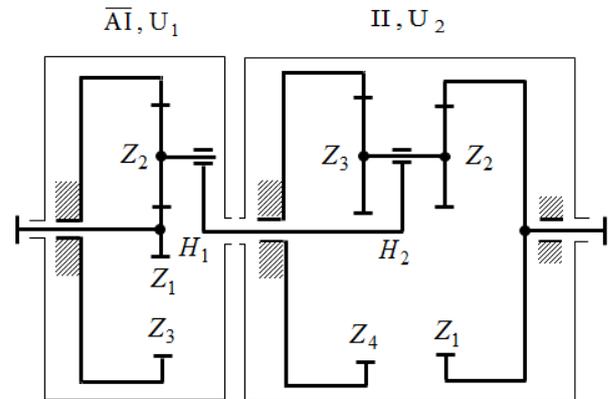


Рис. 14 – Планетарный редуктор типа  $\overline{A1} - \Pi$

**Первый шаг.** Для планетарной ступени типа  $\overline{A1}$  согласно формуле, приведенной в [4], определяем оптимальное значение  $U_{1\text{opt}} = 2,951$ , при котором аналог массы  $\overline{M}_{H1}$  имеет минимальное значение, равное  $\overline{M}_{H1\min} = 8,492$ .

**Второй шаг.** Исходя из заданного значения передаточного отношения  $U_{\Sigma}$ , найдем значение передаточного отношения планетарной ступени  $\Pi$  по формуле  $U_{2\text{opt}} = U_{\Sigma}/U_{1\text{opt}} = 271,126$ . Затем вычисляем обратное значение передаточного отношения  $U_{2\text{opt}} - (U_{2\text{opt}})^{-1} = 0,003688$ .

**Третий шаг.** Зная величину  $(U_{2\text{opt}})^{-1}$  определяем значение параметра  $\chi\lambda_{\min}$ , используя математический пакет Mathcad. В результате получим  $\chi\lambda_{\min} = 0,993$ .

Значениям  $(U_{2opt})^{-1} = 0,003688$  и  $\chi_{\min} = 0,993$  соответствует минимальное значение аналога массы  $\bar{M}_{H2}$ , равное  $\bar{M}_{H2} = 1,22$ .

Таким образом, минимальное значение аналога массы  $\bar{M}_{HE}$  составило  $\bar{M}_{HE\min} = 9,712$ .

**Четвертый шаг.** Выбираем следующее значение передаточного отношения  $(U_{2opt})^{-1}$  планетарной ступени типа II, равное  $1/300$ . Этому значению соответствует следующая величина передаточного отношения планетарной ступени типа AI, равная  $U_{1opt} = U_{\Sigma}/300 = 2,667$ , которая удовлетворяет допустимому диапазону возможных значений передаточного отношения.

**Пятый шаг.** Повторяем Третий шаг, но для функции аналога массы  $\bar{M}_{F2}$ . В результате получим значение  $\chi_{\min} = 0,995$ .

**Шестой шаг.** Вычисляем значения соответствующих аналогов массы. В результате получим  $\bar{M}_{F1\min} = 2,139$ ,  $\bar{M}_{F2\min} = 1,001$  и  $\bar{M}_{F\Sigma\min} = 3,14$ .

Рассмотренный алгоритм минимизации параметрических функций аналогов массы планетарного механизма типа AI – II хорошо реализуется в среде математического пакета Mathcad.

Следует отметить, что возможен вариант алгоритма, когда задаются двухсторонние ограничения на все параметры функций аналогов массы  $\bar{M}_{HE}$  и  $\bar{M}_{F\Sigma}$ . В общем случае число таких параметров будет равно 9.

Общая масса двухступенчатого механизма типа AI – II кинематической схемы, приведенной на рис. 14, будет минимальной, если значение его общего передаточного отношения  $U_{\Sigma}$  будет разбито следующим образом. Вторая ступень этого механизма должна иметь передаточное отношение  $u_2$ , равное наибольшему допустимому значению. Передаточное отношение первой ступени  $u_1$  этого механизма будет равно  $U_{\Sigma}/u_2$ . При этом желательно, чтобы  $u_1$  было наименьшим из допустимого диапазона его значений

**Выводы.** На основе исследования дифференциальных свойств параметрических функций масс отдельных ступеней двухступенчатого планетарного механизма типа AI – II разработана методика многопараметрической оптимизации (минимизации) его общей массы. Реализация методики в среде программы Mathcad отличается простотой и не требует от кон-

структора особых навыков программирования. Методика применима для проектирования как мелко-модульных, так и крупномодульных зубчатых передач.

#### Список литературы

1. Ткаченко В. А. *Планетарные механизмы (оптимальное проектирование)*. Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т "Харьк. Авиаци. Ин-т", 2003. 446 с.
2. Абрамов В. Т., Гетья А. Н., Матусевич В. А. [и др.]. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы. *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. 2009, вип. 29, с. 45–52.
3. Матусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов А. В. [и др.]. Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI}$  по критерию массы. *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. 2010, вип. 26, с. 77–85.
4. Шехов А. В. Численное решение задач оптимизации конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа  $n \times \overline{AI}$ . *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. 2012, вип. 36, с. 169–175.
5. Шехов А. В. Условия прочности и оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа  $\overline{AI}$ . *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. 2015, вип. 35, с. 145–157.

#### References (transliterated)

1. Tkachenko V. A. *Planetarnye mekhanizmy (optimal'noe proektirovaniye)* [Planetary mechanisms (optimal design)]. Kharkov, Nats. Aerokosm. Un-t "Khar'k. Aviats. In-t" Publ., 2003. 446 p.
2. Abramov V. T., Getya A. N., Matusevich V. A. [i dr.]. Metodika optimizatsii mnogostupenchatogo planetarnogo mekhanizma po kriteriyu massy [Technique of optimization for multistage planetary mechanism by mass criterion]. *Visnik Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu "KhPI"* [Bulletin of National technic university "KhPI"]. 2009, vol. 29, pp. 45–52.
3. Matusevich V. A., Sharaban Yu. V., Shekhov A. V. [i dr.]. Ravnoprochnost' zubchatykh zatsepleniy v zadache optimizatsii mnogostupenchatogo planetarnogo mekhanizma  $\overline{AI}$  po kriteriyu massy [Equal strength of gearing in the problem of optimizing a multistage planetary mechanism  $\overline{AI}$  by the mass criterion]. *Visnik Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu "KhPI"* [Bulletin of National technic university "KhPI"]. 2010, vol. 26, pp. 77–85.
4. Shekhov A. V. Chislennoe reshenie zadach optimizatsii konstruksii mnogostupenchatogo planetarnogo mekhanizma tipa  $n \times \overline{AI}$  [The numeric method of find results tasks of optimizing structure a multistage planetary mechanism  $n \times \overline{AI}$ ]. *Visnik Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu "KhPI"* [Bulletin of National technic university "KhPI"]. 2012, vol. 36, pp. 169–175.
5. Shekhov A. V. Usloviya prochnosti i otsenka nesushchey sposobnosti optimal'noy po masse konstruksii prostogo planetarnogo mekhanizma tipa  $\overline{AI}$  [Terms of strength and estimation of the loading ability of optimal on mass construction of simple planetary mechanism of type  $\overline{AI}$ ]. *Visnik Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu "KhPI"* [Bulletin of National technic university "KhPI"]. 2015, vol. 35, pp. 145–157.

Поступила (received) 01.07.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Матусевич Володимир Анатолійович (Матусевич Владимир Анатольевич, Matusevich Vladimir Anatol'evich)** – ГП "ХАКБ", головний конструктор-директор; м. Харків, Україна; тел.: (057)707-02-73; e mail: khadb\_chief@ukr.net

**Шарабан Юрій Володимирович (Шарабан Юрий Владимирович, Sharaban Jurij Vladimirovich)** – ГП "ХАКБ", заступник головного конструктора; м. Харків, Україна; тел.: (057)707-02-73; e mail: suv-kharkov@ukr.net

**Шехов Олександр Володимирович (Шехов Александр Владимирович, Shehov Aleksandr Vladimirovich)** – Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", старший викладач кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем, м. Харків, Україна; тел.: (057)877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net

**Абрамов Володимир Тимофійович (Абрамов Владимир Тимофеевич, Abramov Vladimir Timofeevich)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", доцент кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем; м. Харків, Україна; тел.: (057) 877-47-67.