Seria: TRANSPORT z. 10

Nr kol. 998

Andrzej WILK Jan KOPEĆ

DOBÓR ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNEGO I ROZKŁADU PRZEŁOŻENIA WIELOSTOPNIOWYCH REDUKTORÓW PLANETARNYCH W NAPĘDACH MASZYN TRANSPORTOWYCH

Streszczenie. Przedmiotem analizy były wybrane rozwiązania konstrukcyjne wielostopniowych napędów planetarnych, stosowane w napędach maszyn transportowych. Przyjmując założenie wyrównanej wytrzymałości uzębień na złamanie poszczególnych stopni podano w pracy sposób rozdziału przełożenia na stopnie, w którym uwzględnia się kryteria minimalizacji gabarytów, objętości lub zredukowanego momentu bezwładności elementów wirujących przekładni. Wykazano, że przy tym założeniu dobór przełożeń poszczególnych stopni wpływa na proporcje geometryczne kół wewnętrznie uzębionych poszczególnych stopni. Przedstawione w postaci wykresów wyniki obliczeń ułatwiają dobór rozwiązania konstrukcyjnego napędu, liczby stopni i przełożeń cząstkowych przekładni wielostopniowych. Uzyskane rezultaty stanowią jednocześnie wytyczne do konstruowania wybranych typów reduktorów.

Wprowadzenie

W procesie konstruowania planetarnych napędów maszyn transportowych istotnym problemem jest dobór rozwiązania konstrukcyjnego, liczby stopni i ich przełożeń. W założeniach projektowych podana jest na ogół wartość całkowitego przełożenia reduktora planetarnego, znana jest również tolerancja zachowania założonej wartości.

Dobór optymalnego rozwiązania konstrukcyjnego reduktora i rozdział przełożenia na stopnie może być dokonany na podstawie następujących kryteriów optymalizacji:

- wytrzymałość uzębień poszczególnych stopni powinna być wyrównana,
- stosunki średnic kół wewnętrznie uzębionych poszczególnych stopni reduktora przyjmują założone wartości,
- stosunek średnicy koła wewnętrznie uzębionego ostatniego stopnia do średnicy zębnika pierwszego stopnia, będący wskaźnikiem gabarytów przekładni, jest możliwie najmniejszy,
- objętość elementów wirujących przekładni, a tym samym całkowita objętość przekładni jest możliwie najmniejsza,
- całkowity moment bezwłądności elementów wirujących powinien być możliwie najmniejszy.

(1)

Dla ułatwienia przeprowadzenie optymalnego rozkładu przełożeń reduktorów obiegowych opracowano w Instytucie Transportu algorytmy i programy obliczeniowe uwzględniające rozpatrywane kryteria optymalizacji. W artykule przedstawiono graficznie niektóre wyniki obliczeń, uzyskane przy użcyju minikomputera IBM PC/XT. Otrzymane wyniki stanowić mogę wytyczne do konstruowania wybranych typów reduktorów planetarnych.

<u>Obliczanie objętości i średnic kół centralnych zewnętrznie uzębionych</u> wielostopniowych przekładni obiegowych

Przedmiotem analizy porównawczej były rozwiązania konstrukcyjne napędu planetarnego przedstawione na rys. 1.

Rozważania dotyczą przypadku, gdy koła zębate przekładni obiegowych wykonane są z materiałów utwardzonych powierzchniowo, np. hartowanych lub nawęglanych. W tym przypadku wymiary kół są ograniczone warunkiem wytrzymałości na złamanie [1]. W obliczeniach założono, że przełożenia bazowe przekładni obiegowej typu 2 K-H u $_{o} \leq -3$, co oznacza, że średnica koła słonecznego jest mniejsza lub równa średnicy koła obiegowego. Przy tym założeniu objętość koła słonecznego oblicza się ze wzoru:

$$V_{I} = \frac{\pi}{4} \mathcal{X} d_{I}^{3} \ge \frac{C_{z1}}{Z_{z1}} M_{1} \frac{K_{o}}{P}$$

przy czym:

$$C_{z1} = \frac{X_{z \text{ wym}} \cdot K_{p} \cdot K_{d} \cdot K_{rw} \cdot K_{s} z_{1} q_{\varepsilon} q_{1}}{2 y_{m}}$$

gdzie:

Xz	wym	-	wymagana	wartość	współczynnika	bezpieczeństwa	na	złamanie	zę-
			bów,						

K_p - współczynnik przeciążeń zewnętrznych,

K_d - współczynnik nadwyżek dynamicznych,

- Krw współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia na szerokości kół,
- K_s współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia zębów śrubowych,
- z1 liczba zębów koła słonecznego,
- q_g współczynnik podziału siły międzyzębnej na dwie pary zębów,
- q1 współczynnik kształtu zębów,
- ym współczynnik wielkości koła zębatego,

Dobór rozwiązania konstrukcyjnego ...

- Ko współczynnik rozkładu obciążenia pomiędzy koła obiegowe,
- p liczba kół obiegowych,

Ь)

- M1 moment obrotowy na wale koła słonecznego,
- Z₇₁ wytrzymałość zmęczeniowa zębów na złamanie.





Rys. 1. Schemat rozwiązań konstrukcyjnych napędów planetarnych Fig. 1. Diagram of planetary drives designs

W dalszych rozważaniach przyjęto wartości objętości V_{I} -oraz średnicy d_I jako wartości odniesienia, za pomocą których wyraża się odpowiednio objętości i średnice pozostałych kół napędu planetarnego oraz sumaryczną objętość elementów wirujących tego napędu.

(2)

W przypadku, gdy przełożenie bazowe u_o jest większe od wartości -3, objętość koła obiegowego (zębnika) wynika z warunku wytrzymałości uzębienia na złamanie:

$$V_{p} = \frac{\pi}{4} \times d_{p}^{3} \ge \frac{C_{zp}}{Z_{zp}} M_{1} \frac{K_{o}}{p} \frac{z_{p}}{z_{1}},$$

gdzie: oprócz poprzednio podanych wielkości

z_ = liczba zębów koła obiegowego.

Wielkości C_{zp}, Z_{zp} dotyczą koła obiegowego oznaczonego indeksem "p". Przełożenie kół z_p/z₁ określa się z zależności:

$$\frac{z_p}{z_1} \cong \frac{-u_0 - 1}{2}$$
 (3)

Objętość koła słonecznego współpracującego z kołem obiegowym można wyznaczyć ze wzoru:

$$V_{1} = \frac{V_{p} \cdot z_{1}^{2}}{z_{p}^{2}} \ge \frac{C_{zp}}{Z_{zp}} M_{1} \frac{K_{0}}{p} \frac{2}{-u_{0} - 1}$$
(4)

Zakładając równość wielkości:

$$\frac{C_{z1}}{Z_{z1}} = \frac{C_{zp}}{Z_{zp}}$$

otrzymuje się wzór służący do wyznaczania objętości koła słonecznego

$$V_1 = V_1 \frac{2}{-u_0 - 1}$$
, (5)

a po dodatkowym założeniu jednakowej wartości względnej szerokości zębnika κ = b/d średnicę koła słonecznego można określić na podstawie równania:

$$d_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{4}{(-u_0 - 1)^2}}$$
 (6)

W delezych rozweżeniech przyjęto warzodoż objęzować W brza fracintoy de jelio wertodoż odniecianie, za przyce których wyratze sie odpowiadnio objetodoż i srodnice pozostażych zdł nepędu planeternego orez zwaryczna obje-

W przypadku ogólnym, gdy przełożenie bazowe przekładni u może przyjmować wartości zarówno większe, jak i mniejsze od wartości -3, objętość i średnicę koła słonecznego wyznacza się z uogólnionej zależności:

$$V_1 = V_I F(u_0), \qquad (7)$$

$$d_1 = d_1 \sqrt[3]{F(u_0)^2}$$
, (8)

gdzie:

$$F(u_0) = 1, \text{ dla przypadku, gdy } u_0 \leq -3,$$

$$F(u_0) = \frac{2}{-u_0 - 1}, \text{ dla przypadku, gdy } u_0 > -3.$$

W przekładni trójstopniowej koła słoneczne drugiego i trzeciego stopnia obciążone są odpowiednio momentami M_1 (1 - u_{01}) oraz M_1 (1 - u_{01}) (1 - u_2), gdzie: u₀₁, u₀₂ - przełożenia bazowe pierwszego i drugiego stopnia. Objętości tych kół wyznacza się z zależności:

- dla drugiego stopnia

$$V_{1,2} = V_{T} (1 - u_{01}) F (u_{02}) A_{1},$$
 (9)

- dla trzeciego stopnia

$$V_{13} = V_{I} (1 - u_{01})(1 - u_{02}) F(u_{03}) A_{2},$$
 (10)

gdzie:

$$A_{1} = \frac{C_{22} Z_{21}}{Z_{22} C_{21}}$$

$$A_2 = \frac{C_{z3} + C_{z1}}{Z_{z3} + C_{z1}}$$

Współczynniki A1, A2 stanowią proporcje wielkości występujących we wzorze (1), wyznaczonych dla stopnia drugiego i trzeciego w odniesieniu do odpowiednich wielkości stopnia pierwszego. We wstępnych obliczeniach przyjmuje się zwykle wartości współczynników A1 i A2 równe 1.

(11)

Po dodatkowym założeniu identycznych wartości względnych szerokości zębników % = b/d poszczególnych stopni otrzymuje się zależności określające średnice kół słonecznych:

- drugiego stopnia

$$d_{12} = d_{I} \sqrt[3]{(1-u_{01}) A_{1}} \sqrt[3]{F(u_{02})^{2}},$$

- trzeciego stopnia

$$d_{13} = d_{I} \sqrt[3]{(1 - u_{01})(1 - u_{02})} A_{2} \sqrt[3]{F(u_{03})^{2}}.$$
 (12)

Wyznaczenie proborcji geometrycznych kół zębatych poszczególnych stopni przekładni

Proporcje geometryczne kół wewnętrznie uzębionych kolejnych stopni przekładni określa się za pomocą współczynników:

$$X_{1} = \frac{d_{22}}{d_{21}} = \frac{u_{02}}{u_{01}} \sqrt[3]{F(u_{02})^{2} A_{1}}} \sqrt[3]{1 - u_{01}}, \qquad (13)$$

$$K_{2} = \frac{d_{23}}{d_{22}} = \frac{u_{03}}{u_{02}} \sqrt[3]{F(u_{03})^{2} A_{2}} \sqrt[3]{1 - u_{02}}, \qquad (14)$$

Stosunek średnicy koła trzeciego stopnia przekładni trójstopniowej do średnicy odniesienia d_T wyznacza się ze wzoru:*

$$\frac{d_{2\bar{3}}}{d_{I}} = u_{01} \sqrt[3]{F(u_{01})^{2}} K_{1} K_{2} .$$
(15)

Przełożenie całkowite trójstopniowego reduktora planetarnego typu 2 K-H (rys. 1a) wyznacza się z zależności:

$$u_{e} = (1 - u_{01}) (1 - u_{02}) (1 - u_{03}),$$
 (16)

Dobór przełożeń bazowych u₀₁, u₀₂, u₀₃ przy założonej wartości przełożenia całkowitego u_c może być dokonany po przyjęciu odpowiednich proporcji geometrycznych kół wewnętrznie uzębionych poszczególnych stopni przekładni, wyrażonych za pomocą współczynników K₁ oraz K₂. Wartości tych przełożeń otrzymuje się po rozwiązaniu układu równań (13), (14) i (16), na przykład za pomocą metody iteracyjnej Newtona. W przypadku przekładni dwustopniowej układ równań redukuje się do dwóch.

Określenie objętości i zredukowanego momentu bezwładności elementów wirujących wielostopniowych reduktorów planetarnych

W analizach wstępnych przyjęto wartości współczynników A₁ i A₂ występujących we wzorach (9) i (10) równe 1. Program optymalizacyjny umożliwia prowadzenie analizy dla dowolnych wartości tych współczynników.

Całkowita objętość elementów wirujących jednego stopnia przekładni typu 2 K-H o przełożeniu bazowym u wynosi:

$$V = V_1 \left[1 + \frac{p (1 + u_0)^2}{4} + \eta \Psi^2 u_0^2 \right] = V_1 f(u_0),$$

przy czym:

$$\Psi = \frac{d_h}{-d_2} , \qquad \eta = \frac{b_h}{b} ,$$

gdzie:

d₂ - średnica koła wewnętrznie uzębionego,

b - szerokość uzębienia.

W obliczeniach przyjęto, że jarzmo ma kształt tarczy o średnicy d_h i grubości b_h. Objętość koła słonecznego w zależności od przenoszonego momentu obrotowego i wartości przełożenia bazowego u_o wyznacza się ze wzoru (1) lub (4). Po wykorzystaniu zależności (9) i (10) sumaryczną objętość elementów wirujących reduktora trójstopniowego, odniesioną do objętości V_I, oblicza się z zależności:

$$\frac{\sum V}{V_{I}} = F(u_{01}) f(u_{01}) + (1 - u_{01}) F(u_{02}) \cdot f(u_{02}) + + [(1 - u_{01})(1 - u_{02})]F(u_{03}) \cdot f(u_{03}).$$

75

(17)

(18)

Zredukowany na wał koła słonecznego moment bezwładności elementów wirujących jednostopniowej przekładni typu 2 K-H, o przełożeniu bazowym u_o, w przypadku jarzma tarczowego można wyznaczyć ze wzoru [2], [3]:

$$I_{zr} = I_1 \left[1 + \frac{p(1+u_0)^2 \cdot u_0^2}{4(1-u_0)^2} + \frac{\eta \Psi^4 u_0^4}{(1-u_0)^2} + \frac{p(1+u_0)^2}{8} \right] = I_1 \cdot g(u_0), \quad (19)$$

gdzie:

I₁ - moment bezwładności koła słonecznego. Uwzględniając wzór:

$$I_1 = 1/2 m_1 \cdot r_1^2 = \frac{1}{8} \gamma V_1 d_1^2$$
, (20)

gdzie:

oraz zależności (9), (10) oraz (11), (12), otrzymuje się następującą postać równania służącego do określenia całkowitego momentu zredukowanego reduktora trójstopniowego, odniesionego do momentu odniesienia I_I pierwszego stopnia:

$$\frac{\sum_{i} I_{zr}}{I_{I}} = \sqrt[3]{F(u_{01})^{7}} g(u_{01}) + \frac{\sqrt[3]{F(u_{02})^{7}}}{\sqrt[3]{(1 - u_{01})}} g(u_{02}) + \frac{\sqrt[3]{F(u_{02})^{7}}}{\sqrt[3]{(1 - u_{02})}} g(u_{02}) + \frac{\sqrt[3]{F(u_{02})}}{\sqrt[3]{F(u_{02})}}} g(u_{02}) + \frac{\sqrt[3]{F(u_{0$$

(21)

to aphotomia - ab

$$+ \frac{\sqrt[3]{F(u_{03})^{7'}}}{\sqrt[3]{(1 - u_{01})(1 - u_{02})}} g(u_{03})$$

Po odpowiednim uproszczeniu wzór ten może być adaptowany do przypadku przekładni dwustopniowej.

4. Wyznaczanie rozkładu przełożenia, objętości i zredukowanego momentu bezwładności przekładni typu 2 K-H z kołami obiegowymi o zróżnicowanych średnicach. (rys. 1b)

Całkowite przełożenie przekładni wyznacza się w tym przypadku ze wzoru:

$$u_c = 1 - u_1 \cdot u_2$$
, (22)

gdzie:

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1}$$
 - przełożenie kół zewnętrznie uzębionych,
 $u_2 = \frac{z_4}{z_2}$ - przełożenie koła obiegowego i wewnętrznie uzębionego.

Na zębnik drugiego stopnia o przełożeniu u_2 działa moment $M_1 \cdot u_1$. Zakładając identyczną względną szerokość zębnika obu stopni oraz równomierny rozkład obciążenia obu wieńców kół wewnętrznie uzębionych, średnicę zębnika drugiego stopnia wyznacza się ze wzoru:

$$d_3 = d_1 \sqrt[3]{\frac{u_1}{2} A},$$
 (23)

gdzie:

d_T - średnica zębnika pierwszego stopnia

$$A = \frac{C_{z2} Z_{z1}}{Z_{z2} C_{z1}}$$

Stosunek średnicy koła wewnętrznie uzębionego d_4 do średnicy odniesienia d_7 oblicza się ze wzoru:

$$\frac{d_4}{d_7} = \sqrt[3]{\frac{u_1}{2}} \wedge u_2 .$$
 (24)

Po uwzględnieniu wzoru (23) warunek współosiowości obu stopni może być zapisany w postaci zależności:

$$1 + u_1 = -\sqrt[3]{\frac{u_1}{2}} A (u_2 + 1).$$
 (25)

Po rozwiązaniu układu równań (22) i (25) możliwe jest określenie przełożenia u $_1$ oraz u $_2$, przy założeniu wartości przełożenia całkowitego u $_2$.

Objętość elementów wirujących rozpatrywanej przekładni, przy założeniu jarzma tarczowego o wymiarach $d_h = \Psi d_4$ oraz $b_h = \eta b_1$ oraz wartości współczynnika A = 1, wyznacza się z zależności:

$$\frac{V}{V_{1}} = \left[1 + pu_{1}^{2} + pu_{1} + \eta \Psi^{2} \left(\sqrt[3]{\frac{u_{1}}{2}} \cdot u_{2}\right)^{2}\right]$$

Zredukowany na wał koła słonecznego moment bezwładności elementów wirujących przekładni oblicza się natomiast za pomocą wzoru:

$$\frac{I_{zr}}{I_{I}} = \left[1 + \frac{2pu_{1}(1+u_{1})^{3}}{(1-u_{0})^{2}} + \frac{p(u_{1}^{4}+u_{1}^{-3}\sqrt{\frac{u_{1}^{2}}{4}})u_{0}^{2}}{u_{1}^{2}(1-u_{0}^{-2})^{2}} + \right]$$

(27)

$+\frac{\gamma \Psi^{4} (\sqrt[3]{\frac{u_{1}}{2}} u_{2})^{4}}{(1 - u_{0})^{2}} \bigg].$

5. Wyniki obliczeń

Na rys. 2 i 3 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń zredukowanego momentu bezwładności elementów wirujących $\sum I_{zr}/I_T$, sumarycznej ich objętości $\sum V/V_I$ oraz wskaźnika określającego gabaryty przekładni dwustopniowych d_{22}/d_T o przełożeniu całkowitym u_e = 22 oraz u_e = 40, w zależności od przełożenia bazowego pierwszego stopnia u_{ol}. Przy założeniu wyrównanej wytrzymałości uzębień poszczególnych stopni dobór przełożenia ugł jest ściśle związany z przyjętymi proporcjami średnic kół wewnętrznie uzębionych obu stopni, określonymi za pomocą współczynnika K. W obliczeniach założono następujące wartości współczynników występujących we wzorze (17): Ψ = 0,85 oraz 7 = 1. Jak wynika z obliczeń, minimum zredukowanego na wał wejściowy momentu bezwładności elementów wirujących otrzymuje się dobierając małe wartości przełożenia u, którym towarzyszą znaczne wartości współczynnika K, a tym samym zróżnicowane średnice kół dużych obu stopni. Minimum objętości tych elementów można uzyskać dobierąjąc większe wartości przełożenia u.1, przy których średnice dużych kół obu stopni są wyrównane (współczynnik K jest bliski 1). Zbiorcze wyniki obliczeń przekładni dwustopniowej przedstawiono na rys. 4, na którym podano wartości przełożenia bazowego pierwszego stopnia uni, spełniające kryterium minimalnej objętości lub minimalnego momentu bezwładności w funkcji przełożenia całkowitego u...

Rezultaty obliczeń przekładni trójstopniowej o przełożeniu całkowitym $u_c = 90$ oraz $u_a = 140$ przedstawiono na rys. 5 i 6. W tym przypadku w obliczeniach przyjęto identyczne wartości współczynników proporcji geometrycznych kół wewnętrznie uzębionych kolejnych stopni przekładni, tj. K₁ = K₂, co przy założeniu jednakowej wytrzymałości uzębień pozwala w sposób jednoznaczny określić wartości przełożenia u_{a1} oraz u_{a2} . Wykresy te ilustrują zależność zredukowanego momentu bezwładności lub objętości elementów wirujących przekładni w funkcji tych przełożeń. Zbiorcze wyniki obliczeń przekładni trójstopniowej zamieszczono na rys. 7, który umożliwia optymalny dobór przełożeń bazowych u_{o1} oraz u_{o2} w zależności od przyjętego kryterium optymalizacji.

Dobór rozwiązania konstrukcyjnego...



Rys. 2. Zależność zredukowanego ma wał wejściowy momentu bezwładności $\sum I_{zr}/I_I$, objętości elementów wirujących $\sum V/V_I$ oraz wskaźnika gabarytów przekładni dwustopniowej d₂₂/d_I o przełożeniu całkowitym u_c = 22 od przełożenia bazowego pierwszego stopnia u_{c1}

Fig. 2. Dependend of the moment of inertia $\sum I_{zr}/I_I$ reduced into an input shaft, the rotating elements volume $\sum V/V_I$ and the overal dimensions index d_{22}/d_I of a two-stage transmission gear with the total gear ration $u_c = 22$ on the first stage base gear ratio u_{c1}





Fig 3. Dependence of the moment of inertia $\sum I_{zr}/I_{I}$ reduced into an input shaft, the rotating elements volume $\sum V/V_I$ and the overal dimensions in. dex d_{22}/d_T of a two-stage transmission gear with the total gear ratio $u_{c} = 40$ on the first stage base gear ratio u_{c1}

Dobór rozwiązania konstrukcyjnego....



Rys. 4. Dobór przełożenia bazowego pierwszego stopnia u_{o1} przekładni dwustopniowej w funkcji przełożenia całkowitego u_c w zależności od przyjętego kryterium optymalizacji

Fig. 4. Selection of the first stage base gear ratio u_{01} as a function of the total gear ratio u_n depending on the assumed optimization criterion



82

Rys. 5. Zależność zredukowanego na wał wejściowy momentu bezwładności $\sum I_{zr}/I_{I}$, objętości elementów wirujących $\sum V/V_{I}$ oraz wskaźnika gabarytów przekładni trójstopniowej d₂₃/d_I o przełożeniu całkowitym u_c = 90 od wartości przełożeń bazowych pierwszego u_{o1} i drugiego stopnia u_{o2}

Fig. 5. Dependence of the moment of inertia $\sum_{zr} I_{I}$ reduced into an input shaft, the rotating elements volume $\sum_{v} V/v_{I}$ and the overal dimensions index d_{23}/d_{I} of a three-stage transmission gear with the total gear ratio $u_{a} = 22$ on the base gear ratio values of the first stage u_{o1} and second stage u_{o2}



Rys. 6. Zależność zredukowanego na wał wejściowy momentu bezwładności $\sum I_{zr}/I_{I}$, objętości elementów wirujących $\sum V/V_{I}$ oraz wskaźnika gabarytów przekładni trójstopniowej d₂₃/d_I o przełożeniu całkowitym u_c = 140 od wartości przełożeń bazowych pierwszego u_{cl} i drugiego stopnia u_{c2}

Fig. 6. Dependence of the moment of inertia $\sum I_{zr}/I_{I}$ reduced into an input shaft, the rotating elements volume $\sum V/V_{I}$ and the overal dimensions index d_{23}/d_{I} of a three-stage transmission gear with the total gear ratio $u_{e} = 140$ on the base gear ratio values of the first stage u_{o1} and second stage u_{o2}



2

WILK

4.

Kopeć





the toatal gear ratio of two-stage and three-stage transmission gears





Fig. 9. Selection of the partial gear ratios u_1 and u_2 of a transmission gear with planets of various diameters depending to the total gear ratio u_c



Rys. 10. Porównanie wartości zredukowanego momentu bezwładności oraz objętości elementów wirujących w zależności od przełożenia całkowitego przekładni z kołami obiegowymi o zróżnicowanych średnicach (1) i przekładni dwustopniowych (2)

Fig. 10. Comparison of the values of the reduced moment of inertia and rotating elements volume depending on the total gear ratio of a transmission gear with planets of various diameters (1) and two-stage transmission gears (2) Dobór rozwiązania konstrukcyjnego...

Porównania wartości zredukowanego momentu bezwładności lub objętości w zależności od przełożenia całkowitego przekładni dwu- i trójstopniowej podano na rys. 8.

Dobór właściwych przełożeń cząstkowych dla u_1 i u_2 , w zależności od wartości przełożenia całkowitego u_c , przekładni z kołami obiegowymi o zróżnicowanych średnicach (rys. 1b) przy założeniu jednakowej wytrzymałości uzębień ułątwia rys. 9. Porównanie rozpatrywanych parametrów w tej przekładni z odpowiednimi parametrami przekładni dwustopniowej zilustrowano na rys. 10.

6. Podsumowanie

W opracowaniu wykazano, że dobór rozwiązania konstrukcyjnego i rozkładu przełożeń reduktorów plenarnych ma istotny wpływ na proporcje geometryczne kół poszczególnych stopni, gabaryty, objętość oraz zredukowany moment bezwładności elementów wirujących przekładni. Zaproponowany sposób obliczeń umożliwia wyznaczenie, przy użyciu minikomputera względnie programowalnego kalkulatora, optymalnych wartości tych przełożeń dla wybranego kryterium optymalizacji. Przedstawione w postaci wykresów niektóre rezultaty obliczeń stanowią wytyczne do projektowania wybranych typów wielostopniowych reduktorów planetarnych, stosowanych w napędach maszyn transportowych. Umożliwiają one taki dobór rozkładu przełożenia na stopnie, przy którym zarówno gabaryty, jak i objętość elementów wirujących, a tym samym masa przekładni jest możliwie najmniejsza.

LITERATURA

- [1] Müller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT, Warszawa 1979.
- [2] Wilk A. i inni: Wspomagane komputerowo konstruowanie wybranych przekładni zębatych - etap I, Katowice 1986 (nie publikowane).
- [3] Wilk A. i inni: Projekt wstępny przekładni obiegowej przeznaczonej do napędu dołowych przenośników zgrzebłowych i struguów. Katowice 1987 (nie publikowane).

ПОДБОР КОНСТРУКТОРСКОГО РЕШЕНИЯ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ В ПРИВОДАХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Резюме

Обсуждались избранные конструкторские репения многоступенчатых планетарных приводов, применяемые в приводах транспортных машин. Закладывая одинаковое сопротивление зубьев на излом в отдельных передачах. в работе дан способ распределения передаточного отношения по отдельным передаточным стененям учитывая критерий минимизации габаритов, объема или – же приведенного момента инерции вращающихся элементов редуктора. Показано, что при таких предположениях подбор отношения отдельных степеней влияет на геометрическую пропорцию колес с внутренней нарезкой отдельных степеней редуктора. Представленные результаты расчетов в виде графиков облегчают подбор конструкторского решения привода числа степеней передачи. Полученные результаты являются за одно указателем по конструированию выбранных типов редукторов.

SELECTION OF THE DESIGN AND REDUCTION RATIO DISTRIBUTION OF MULTI-STAGE PLANETARY REDUCERS IN TRANSPORTER DRIVES

Summary

Selected designs of multi-stage planetary drives used in transporters drives have been the subject of the analysis. Assuming an equalized breaking strength of particular stages, the way of dividing the reduction ratio into-stages has been given in which the minimization criteria of overall dimensions, volume or reduced moment of inertia of the transmission gear rotating elements are taken into account. It has been proved that under this assumption the reduction ratio of particulat stages influences geometrical proportions of internal gears of particular stages.

Calculation results presented in the form of diagrams facilitate selection of the drive design, number of stages and partial reduction ratios in multi-stage transmission gears. The results obtained make simultaneously the guidelines for designing selected types of the reducers.