ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1994
Seria: TRANSPORT z. 22 Nr kol. 1210

Andrzej WILK, Zdzisław NIEDZIELA
Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz OLEJEK

DOBÓR PARAMETRÓW ZŁOŻONYCH PRZEKŁADNI OBIEGOWYCH Z WYKORZYSTANIEM WSPOMAGANIA KOMPUTEROWEGO

Streszczenie. W opracowaniu porównano różne rodzaje złożonych przekładni obiegowych o zakresie przełożeń od 8 do 64 z uwzględnieniem następujących kryteriów: gabaryty, objętość, zredukowany moment bezwładności elementów wirujących oraz sprawność.

Opracowany program obliczeniowy oraz przedstawione wyniki obliczeń mogą być szczególnie pomocne dla konstruktorów.

COMPUTER-AIDED CHOICE OF COMPLEX PLANETARY GEARS PARAMETERS

Summary. In the elaboration is made comparison of various kinds of complex planetary gears in transmission rations range from 8 to 64 with taking into consideration the following criterions: overall dimensions, volume reduced moment of inertia of whirling elements and efficiency.

Elaborated computed program and introduced results of calculations are especjally useful for constructors.

ПОДБОР ПАРАМЕТРОВ СЛОЖНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРА

Резюме. В работе проведено сравнения разного ряда сложных планетарных передач в пределе передаточного числа от 8 до 64 с учетом следующих критериов: габарит, обем, редукированный момент инерции вращающихся элементов а также коэффициент полезного действия. Разработанная расчетная программа а также представленные утоги расчетов могут быть особенно пригодны конструкторам.

1. WSTĘP

W Instytucie Transportu stworzono pakiet programów wspomagania komputerowego konstruowania reduktorów zębatych obiegowych i o osiach stałych. Programy te umożliwiają między innymi dobór najbardziej korzystnego schematu kinematycznego przekładni złożonych z dwóch mechanizmów, a następnie dobór cech konstrukcyjnych przyjętego rozwiązania oraz pełne obliczenia geometryczne i wytrzymałościowe uzębień. Wyboru schematu kinematycznego reduktora dokonuje użytkownik programu przy uwzględnieniu następujących warunków:

- przełożenia całkowitego reduktora,
- wyrównania wytrzymałości uzębień poszczególnych stopni przekładni,
- minimalizacji gabarytów, objętości lub zredukowanego momentu bezwładności elementów wirujących reduktora,
- minimalizacji strat energii w przekładni.

W celu umożliwienia porównania między sobą różnych rodzajów przekładni, wymiary gabarytowe, objętość lub zredukowany moment bezwładności elementów wirujących odnosi się odpowiednio do średnicy, objętości lub zredukowanego momentu bezwładności zębnika umieszczonego na wejściu reduktora [1]. Rozpatrywane wielkości zębnika można wyznaczyć bezpośrednio z warunku wytrzymałości uzębienia obciążonego momentem czynnym.

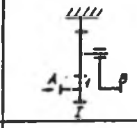
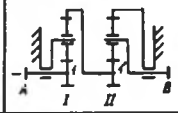
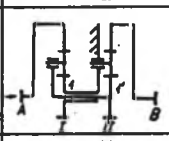
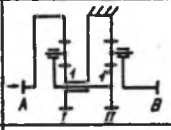
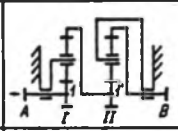
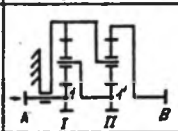
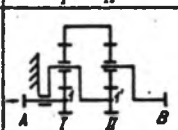
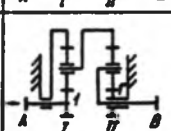
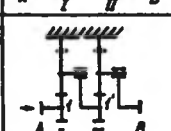
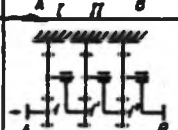
W opracowaniu przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń komputerowych dotyczące wybranych reduktorów złożonych z dwóch mechanizmów, które zostały porównane z wynikami obliczeń prostej przekładni obiegowej, przekładni z podwójnymi kołami obiegowymi oraz trójstopniową przekładnią obiegową szeregową. Analiza uzyskanych rezultatów obliczeń umożliwia użytkownikowi programu dobór najbardziej korzystnego schematu kinematycznego reduktora, przy jednoczesnym uwzględnieniu innych kryteriów, które nie są przedmiotem rozważań.

2. KRYTERIA DOBORU SCHEMATU KINEMATYCZNEGO REDUKTORA OBIEGOWEGO

Przedmiotem rozważań są obiegowe przekładnie złożone z dwóch mechanizmów, szeregowe i sprzężone o zakresie przełożenia całkowitego od 8 do 64 oraz od -8 do -63, charakteryzujące się wysoką sprawnością powyżej 0.96. Podstawowe parametry rozpatrywanych przekładni szeregowych podano w tablicy 1, natomiast parametry przekładni sprzężonych zestawiono w tablicy 2.

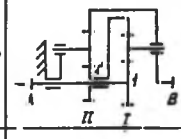
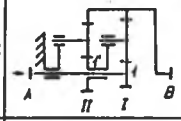
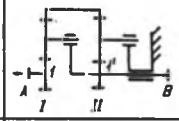
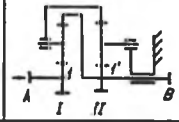
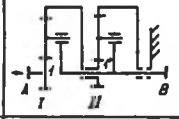
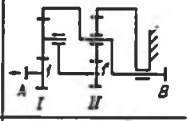
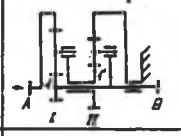
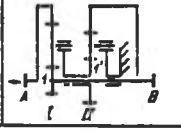
Tablica 1

Podstawowe parametry szeregowych przekładni obiegowych

Podstawowe parametry szeregowych przekładni obiegowych					
Oznaczenie	Schemat kinematyczny	Przełożenie całkowite u_{AB}	Sprawność η_{AB}	Stopień	Stosunek mom. obr. M_A/M_A
P-3		$1-u_{01}$ $2.6 \leq u \leq 8$	$\frac{u_{01}\eta_0-1}{u_{01}-1}$	I	1
P-13		$u_{01}(1-u_{02})$ $-56 \leq u \leq -8$	$\eta_0 \frac{u_{02}\eta_0'-1}{u_{02}-1}$	I II	1 $u_{01}\eta_0$
P-61		$\frac{1-u_{01}}{-u_{01}} u_{02}$ $-11.4 \leq u \leq -8$	$\eta_0' \frac{\eta_0-u_{01}}{1-u_{01}}$	I II	$\frac{\eta_0}{-u_{01}}$ $\frac{\eta_0-u_{01}}{-u_{01}}$
P-63		$\frac{1-u_{01}}{-u_{01}}(1-u_{02})$ $8 \leq u \leq 13$	$\frac{\eta_0-u_{01}}{1-u_{01}} \quad \frac{u_{02}\eta_0'-1}{u_{02}-1}$	I II	$\frac{\eta_0}{-u_{01}}$ $\frac{\eta_0 u_{01}}{-u_{01}}$
P-11		$u_{01} u_{02}$ $8 \leq u \leq 49$	$\eta_0 \eta_0'$	I II	1 $u_{01}\eta_0$
P-31		$(1-u_{01})u_{02}$ $-56 \leq u \leq -8$	$\frac{u_{01}\eta_0-1}{u_{01}-1} \eta_0'$	I II	1 $1-u_{01}\eta_0$
P-16		$u_{01}\frac{1-u_{02}}{-u_{02}}$ $-11.4 \leq u \leq -8$	$\eta_0 \frac{\eta_0'-u_{02}}{1-u_{02}}$	I II	1 $\frac{-u_{01}}{u_{02}}\eta_0\eta_0'$
P-36		$(1-u_{01})\frac{1-u_{02}}{-u_{02}}$ $8 \leq u \leq 13$	$\frac{u_{01}\eta_0-1}{u_{01}-1} \quad \frac{\eta_0'-u_{02}}{1-u_{02}}$	I II	1 $\frac{(1-u_{01}\eta_0)\eta_0'}{u_{02}}$
P-33		$(1-u_{01})(1-u_{02})$ $8 \leq u < 64$	$\frac{u_{01}\eta_0-1}{u_{01}-1} \quad \frac{u_{02}\eta_0'-1}{u_{02}-1}$	I II	1 $1-u_{01}\eta_0$
P-333		$(1-u_{01})(1-u_{02})(1-u_{03})$	$\frac{u_{01}\eta_0-1}{u_{01}-1} \quad \frac{u_{02}\eta_0'-1}{u_{02}-1} \quad \frac{u_{03}\eta_0''-1}{u_{03}-1}$	I II III	1 $1-u_{01}\eta_0$ $(1-u_{01}\eta_0)(1-u_{02}\eta_0')$

Tablica 2

Podstawowe parametry sprzężonych przekładni obiegowych

Podstawowe parametry sprzężonych przekładni obiegowych					
Oznaczenie	Schemat kinematyczny	Przełożenie całkowite u_{AB}	Sprawność η_{AB}	Stopień	Stosunek momentów obrotowych M_B/M_A
PS-13		$1-u_{01}(1-u_{02})$ $8 \leqslant u \leqslant 57$	$\frac{u_{01}\eta_0(1-u_{02}\eta_0')-1}{u_{01}(1-u_{02})-1}$	I	1
				II	$u_{01}\eta_0$
PS-33		$1-(1-u_{01})(1-u_{02})$ $-63 \leqslant u \leqslant -8$	$\frac{(1-u_{01}\eta_0)(1-u_{02}\eta_0')-1}{(1-u_{01})(1-u_{02})-1}$	I	1
				II	$1-u_{01}\eta_0$
PS-16		$1+\frac{u_{01}(1-u_{02})}{u_{02}}$ $8 \leqslant u \leqslant 12.4$	$\frac{u_{01}\eta_0(\eta_0'-u_{02})+u_{02}}{u_{01}(1-u_{02})+u_{02}}$	I	1
				II	$\frac{u_{01}\eta_0\eta_0'}{u_{02}}$
PS-36		$1+\frac{(1-u_{01})(1-u_{02})}{u_{02}}$ $-12 \leqslant u \leqslant -8$	$\frac{(1-u_{01}\eta_0)(\eta_0'-u_{02})+u_{02}}{(1-u_{01})(1-u_{02})}$	I	1
				II	$\frac{\eta_0'(u_{01}\eta_0-1)}{u_{02}}$
PS-11		$1-u_{01}u_{02}$ $-48 \leqslant u \leqslant -8$	$\frac{u_{01}u_{02}\eta_0\eta_0'-1}{u_{01}u_{02}-1}$	I	1
				II	$u_{01}\eta_0$
PS-31		$1-u_{02}(1-u_{01})$ $8 \leqslant u \leqslant 57$	$\frac{(1-u_{01}\eta_0)u_{02}\eta_0'-1}{(1-u_{01})u_{02}-1}$	I	1
				II	$1-u_{01}\eta_0$
PS-61		$1+\frac{1-u_{01}}{u_{01}}u_{02}$ $8 \leqslant u \leqslant 12.4$	$\frac{u_{02}(\eta_0-u_{01})\eta_0'+u_{01}}{u_{02}(1-u_{01})+u_{01}}$	I	$\frac{-\eta_0}{u_{01}}$
				II	$1-\frac{\eta_0}{u_{01}}$
PS-63		$1+\frac{(1-u_{01})(1-u_{02})}{u_{01}}$ $-12 \leqslant u \leqslant -8$	$\frac{(\eta_0-u_{01})(1-u_{02}\eta_0')+u_{01}}{(1-u_{01})(1-u_{02})+u_{01}}$	I	$\frac{-\eta_0}{u_{01}}$
				II	$1-\frac{\eta_0}{u_{01}}$

W tablicach tych podano schematy kinematyczne przekładni, zależności określające przełożenie całkowite, sprawność oraz względne momenty obrotowe obciążające wały kół centralnych poszczególnych stopni odniesione do momentu wejściowego M_A.

Przy wyznaczaniu zakresu przełożenia całkowitego reduktora założono, że przełożenie bazowe stopnia obiegowego może przyjmować ze względów konstrukcyjnych wartości: $-8 \le u_o \le -1.6$ [2].

Wskaźniki gabarytowe reduktorów określono w sposób następujący:

$$g_1 = \frac{d_2}{d_I} = |u_{o1}| \sqrt[3]{F(u_{o1})^2} \tag{1}$$

$$g_2 = \frac{d_2'}{d_I} = |u_{o2}| \sqrt[3]{F(u_{o2})^2} \sqrt{G(u_{o1}, u_{o2}, \eta_o, \eta_o')} \tag{2}$$

przy czym:

$$F(u_o) = \begin{cases} 1 & \text{- dla przypadku, gdy } u_o \le -3\text{, tj. gdy zębnikiem jest koło centralne 1} \\ \dfrac{2}{-u_o - 1} & \text{- dla przypadku, gdy } -1.6 \ge u_o > 3\text{, tj. gdy zębnikiem jest koło obiegowe p} \end{cases} \tag{3}$$

$$\frac{M_1'}{M_A} = \frac{M_1'}{M_1} = G(u_{o1}, u_{o2}, \eta_o, \eta_o') \tag{4}$$

gdzie:

$M_1 = M_A, M_1'$ - momenty obrotowe obciążające wały kół centralnych odpowiednio I i II stopnia reduktora,

u_{o1}, u_{o2} - przełożenia bazowe I i II stopnia,

η_o, η_o' - sprawności bazowe I i II stopnia,

d_I - średnica odniesienia zdefiniowana zgodnie z [1],

d_2, d_2' - średnice kół wewnętrznie uzębionych kolejnych stopni przekładni.

Jako wynik obliczeń przyjmuje się większą wartość wskaźnika g_1 lub g_2.

Całkowitą objętość elementów wirujących przekładni odniesioną do objętości odniesienia V_I [1] wyznacza się za pomocą ogólnej zależności:

$$\frac{\sum V}{V_I} = F(u_{o1})\, f(u_{o1}) + G(u_{o1}, u_{o2}, \eta_o, \eta_o')\, F(u_{o2})\, f(u_{o2}) \tag{5}$$

przy czym:

$$f(u_o) = \nu + \frac{p(1+u_o)^2}{4} + \eta\,\psi^2 u_o^{\,2} + \lambda\left\{\left[-u_o + \frac{2\,\xi}{z\,F(u_o)}\right]^2 - u_o^{\,2}\right\} \tag{6}$$

gdzie:

ν - stosunek całkowitej objętości koła 1 wraz z wałem do objętości koła 1,

p - liczba kół obiegowych,

$\eta = \frac{b_h}{b}$ - stosunek szerokości jarzma tarczowego do szerokości koła wewnętrznie uzębionego,

$\psi = \frac{d_h}{d_2}$ - stosunek średnicy jarzma do średnicy koła wewnętrznie uzębionego,

λ - stosunek objętości koła wewnętrznie uzębionego z tuleją do objętości tego koła,

ξ - grubość wieńca koła wewnętrznie uzębionego odniesienia do modułu,

z - liczba zębów zębnika.

W przypadku gdy jeden z elementów przekładni jest zahamowany, we wzorze (6) odpowiedni współczynnik wyznaczający objętość zahamowanego elementu przyjmuje wartość równą zero.

Momenty bezwładności elementów wirujących reduktorów obiegowych wyznacza się z ogólnego wzoru:

$$\frac{\sum I_{zr}}{I_1} = \sqrt[3]{F(u_{o1})^7}\;g(u_{o1}) + \sqrt[3]{G(u_{o1}, u_{o2}, \eta_o, \eta_o')^5}\;\sqrt[3]{F(u_{o2})^7}\;g(u_{o2}) \tag{7}$$

przy czym:

$$g(u_o) = \zeta\left(\frac{\omega_1}{\omega_A}\right)^2 + \varepsilon\left[\left(-u_o + \frac{2\,\xi}{z\,F(u_o)}\right)^4 - u_o^{\,4}\right]\left(\frac{\omega_2}{\omega_A}\right)^2 + \eta\,\psi^4\,u_o^{\,4}\left(\frac{\omega_h}{\omega_A}\right)^2 + \frac{p(1+u_o)^2(1-u_o)^2}{8}\left(\frac{\omega_h}{\omega_A}\right)^2 + \frac{p(1+u_o)^2}{16}\left(\frac{\omega_p - \omega_h}{\omega_A}\right)^2 \tag{8}$$

gdzie:

$\frac{\omega_1}{\omega_A}$ - stosunek prędkości koła centralnego 1 do prędkości koła wejściowego ω_A

ω_2 - prędkość kątowa koła wewnętrznego uzębionego 2,

ω_h - prędkość kątowa jarzma h,

ω_p - prędkość kątowa koła obrotowego,

ζ - stosunek momentu bezwładności koła centralnego 1 wraz z wałem do momentu bezwładności tego koła,

ε - stosunek momentu bezwładności koła wewnętrznie uzębionego 2 wraz z tuleją do mementu bezwładności tego koła.

Dobierając wartości funkcji (8), należy pominąć momenty bezwładności tych elementów przekładni, które są w rozpatrywanym przypadku zahamowane.

Przedstawione powyżej zależności zostały wyprowadzone przy założeniu jednakowej wytrzymałości na złamanie uzębień poszczególnych stopni przekładni. Rozpatrywane zależności mogą być z łatwością użyte dla przypadku prostej przekładni obiegowej oraz rozszerzone dla przekładni trójstopniowych. Parametry tych przekładni zestawiono również w tablicy 1. Przedmiotem analizy porównawczej były także przekładnie obiegowe z podwójnymi kołami obiegowymi, których schematy przedstawiono na rys. 1.

Przełożenie tych przekładni wyznacza się ze wzoru:

$$u_c = 1 - u_1 u_2 = 1 - u_o \tag{9}$$

gdzie:

$u_1 = \frac{z_2}{z_1}$ - przełożenie kół zewnętrznie uzębionych,

$u_2 = \frac{z_4}{z_3}$ - przełożenie kół o uzębieniu wewnętrznym.

Przełożenie bazowe u_o może przyjmować w tym przypadku wartości z zakresu u_o = -11.3 do -22.3.

Sprawność przekładni wyznacza się z zależności:

$$\eta = \frac{u_o \eta_o - 1}{u_o - 1} \tag{10}$$

Wskaźnik gabarytowy przekładni może być zdefiniowany za pomocą wzoru:

$$g = \frac{d_1 + 2d_2}{d_1} = 1 + 2u_1 \tag{11}$$

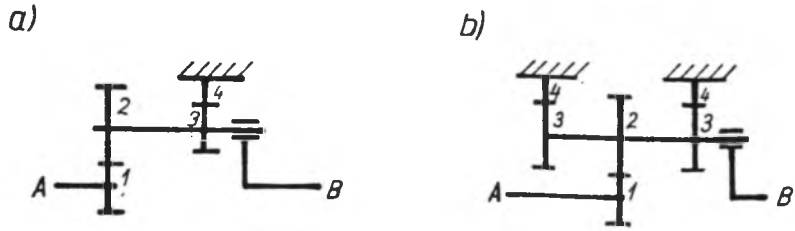
Sumaryczną objętość elementów wirujących przekładni można wyznaczyć ze wzoru:

$$\sum \frac{V}{V_I} = 1 + pu_1^2 + pu_1 + \eta\psi^2 \left(\sqrt[3]{\frac{u}{k}}\, u_2\right)^2 \tag{12}$$

gdzie:

k=1 - dla schematu - rys. 1a,

k=2 - dla schematu - rys. 1b.



Rys. 1. Schematy przekładni obiegowych z podwójnymi kołami obiegowymi
Fig. 1. Kinematic drawings of planetary gears with double satellite wheel

Zredukowany na wał wejściowy moment bezwładności elementów wirujących oblicza się natomiast ze wzoru:

$$\frac{\sum I_{zr}}{I_I} = 1 + \frac{2pu_i\ (1+u_i)^3}{(1-u_o)^2} + \frac{p\left[u_1^4+u_1\sqrt[3]{\left(\frac{u_1}{k}\right)^2}\right]u_o^2}{} + \frac{\eta\psi^4\left(\sqrt[3]{\frac{u_1}{k}}\ u_2\right)^4}{(1-u_o)^2} \tag{13}$$

Rozpatrywane kryteria jakości posłużyły do sformułowania zadania optymalizacji z zastępczą funkcją celu. Zastosowano metodę polioptymalizacji, zwaną metodą mnożników Lagrange'a [3]. Zgodnie z tą metodą wyznacza się zastępcze kryterium w postaci:

$$Q = \sum_{i=1}^{s} \rho_i\ q_i^x; \qquad \sum_{i=1}^{s} \rho_i = 1 \tag{14}$$

przy czym:

$q_i^x(i)$ - znormalizowana wartość kryterium zawarta w przedziale [0,1], wyznaczona z zależności:

$$q_i^x(x) = \frac{q_i(x)-q_{imin}}{q_{imax}-q_{imin}}; \qquad i=1,2,\ldots,s \tag{15}$$

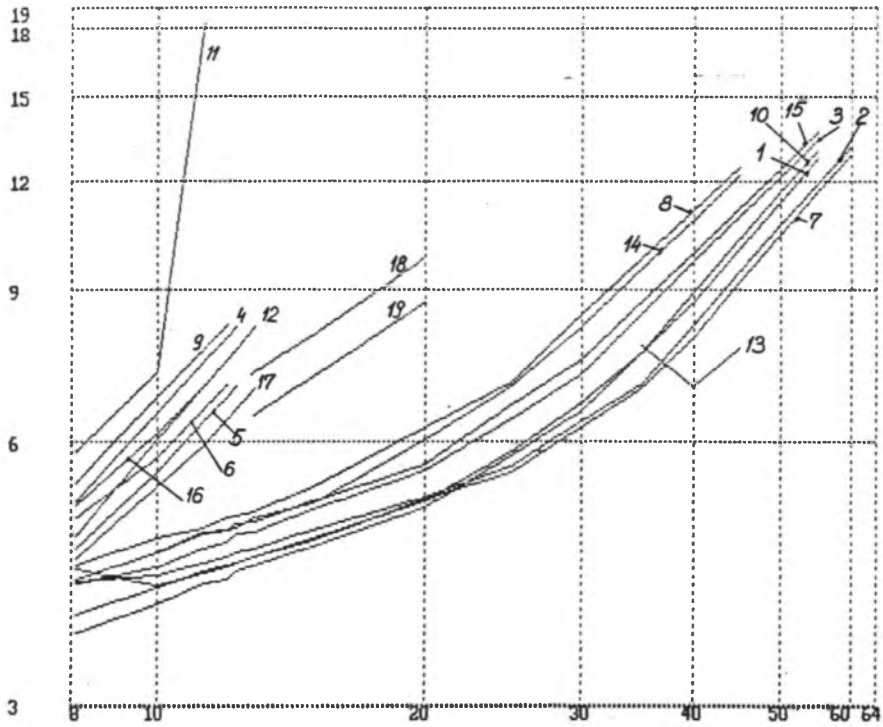
gdzie:

q_{imin}, q_{imax} - minimalne i maksymalne wartości i-tego kryterium w obszarze dopuszczalnym,

q_i - współczynniki wagowe o wartościach z zakresu [0,1], dobierane w ten sposób, aby ich suma była równa jedności.

3. WYNIKI OBLICZEŃ

Na rys. 2 do 5 przedstawiono wyniki obliczeń wskaźników kryterialnych przekładni obiegowych w zakresie przełożenia całkowitego $|u_c| = 8 \div 64$. Krzywe zamieszczone na tych rysunkach przedstawiają wartości ekstremalne wskaźników kryterialnych opisanych w rozdziale 2 w funkcji $|u_c|$.

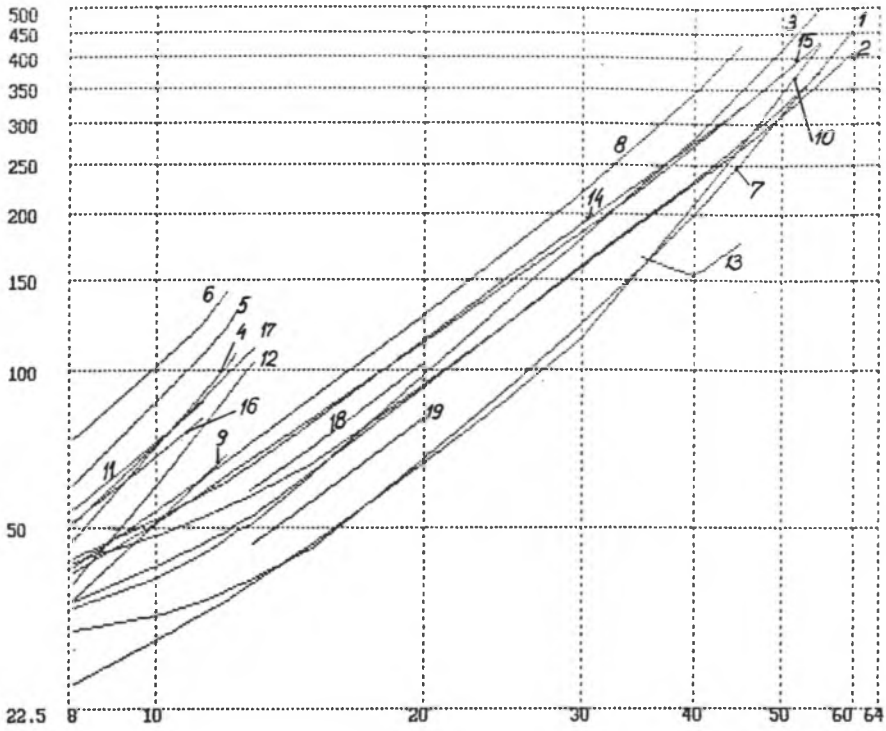


Rys. 2. Wartość współczynnika gabarytowego (g) w funkcji przełożenia całkowitego (u_c)

TYPY PRZEKŁADNI:

1 -- Ps-13	7 -- P-33	13 -- P-333
2 -- Ps-33	8 -- Ps-11	14 -- P-11
3 -- Ps-31	9 -- Ps-63	15 -- P-31
4 -- Ps-61	10 -- P-13	16 -- P-16
5 -- Ps-16	11 -- P-61	17 -- P-36
6 -- Ps-36	12 -- P-63	18 -- Pps-1
		19 -- Pps-2

Fig. 2. Value of overall dimensions coefficient (g) as a function of total transmission ratio. Kinds of gear



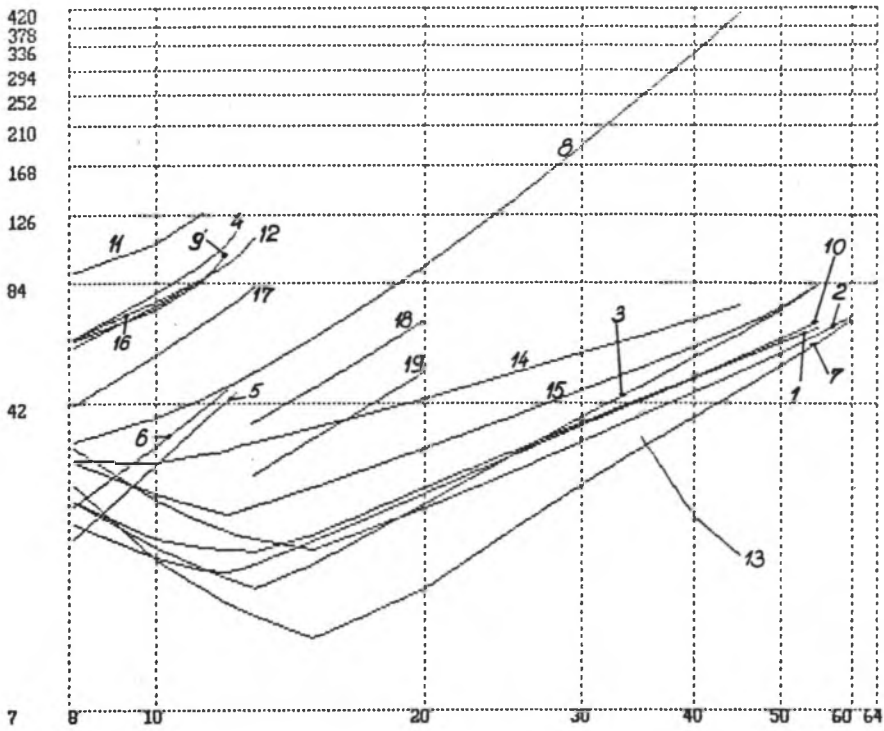
Rys. 3. Wartość współczynnika objętościowego (v) w funkcji przełożenia całkowitego (u_c)

TYPY PRZEKŁADNI:

1 -- Ps-13	7 -- P-33	13 -- P-333
2 -- Ps-33	8 -- Ps-11	14 -- P-11
3 -- Ps-31	9 -- Ps-63	15 -- P-31
4 -- Ps-61	10 -- P-13	16 -- P-16
5 -- Ps-16	11 -- P-61	17 -- P-36
6 -- Ps-36	12 -- P-63	18 -- Pps-1
		19 -- Pps-2

Fig. 3. Value of volume coefficient (v) as a function of total transimission ratio.

Kinds of gear



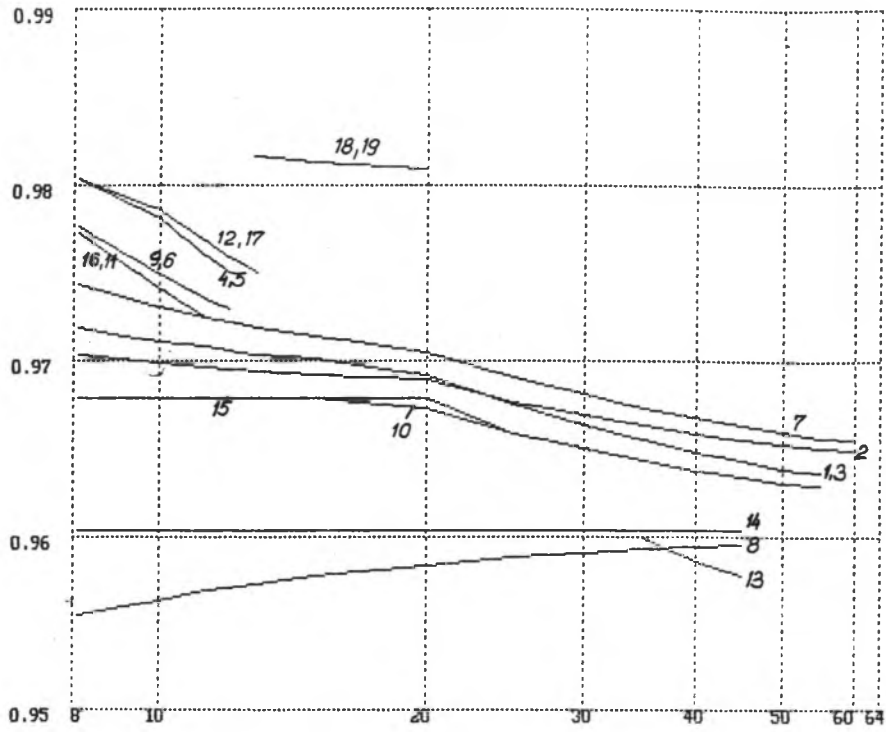
Rys. 4. Wartość momentu bezwładności (I) w funkcji przełożenia całkowitego (u_c)

TYPY PRZEKŁADNI:

1 -- Ps-13	7 -- P-33	13 -- P-333
2 -- Ps-33	8 -- Ps-11	14 -- P-11
3 -- Ps-31	9 -- Ps-63	15 -- P-31
4 -- Ps-61	10 -- P-13	16 -- P-16
5 -- Ps-16	11 -- P-61	17 -- P-36
6 -- Ps-36	12 -- P-63	18 -- Pps-1
		19 -- Pps-2

Fig. 4. Value of moment inertio (I) as a function of total transmission ratio.

Kinds of gear



Rys. 5. Wartość sprawności całkowitej przekładni (eta) w funkcji przełożenia całkowitego (u_c)

TYPY PRZEKŁADNI:

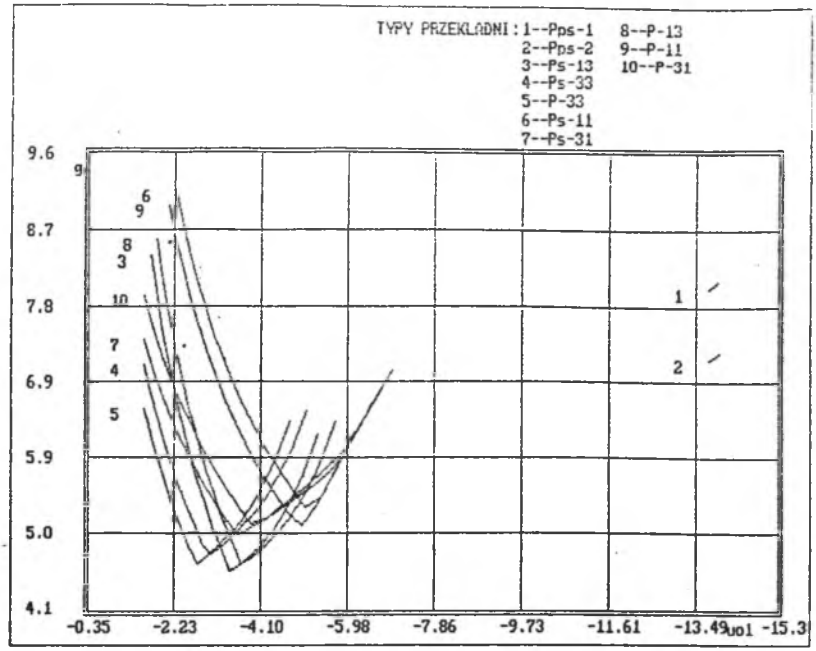
1 -- Ps-13	7 -- P-33	13 -- P-333
2 -- Ps-33	8 -- Ps-11	14 -- P-11
3 -- Ps-31	9 -- Ps-63	15 -- P-31
4 -- Ps-61	10 -- P-13	16 -- P-16
5 -- Ps-16	11 -- P-61	17 -- P-36
6 -- Ps-36	12 -- P-63	18 -- Pps-1
		19 -- Pps-2

Fig. 5. Value of gear total efficiency (eta) as a function of total transmission ratio.

Kinds of gear

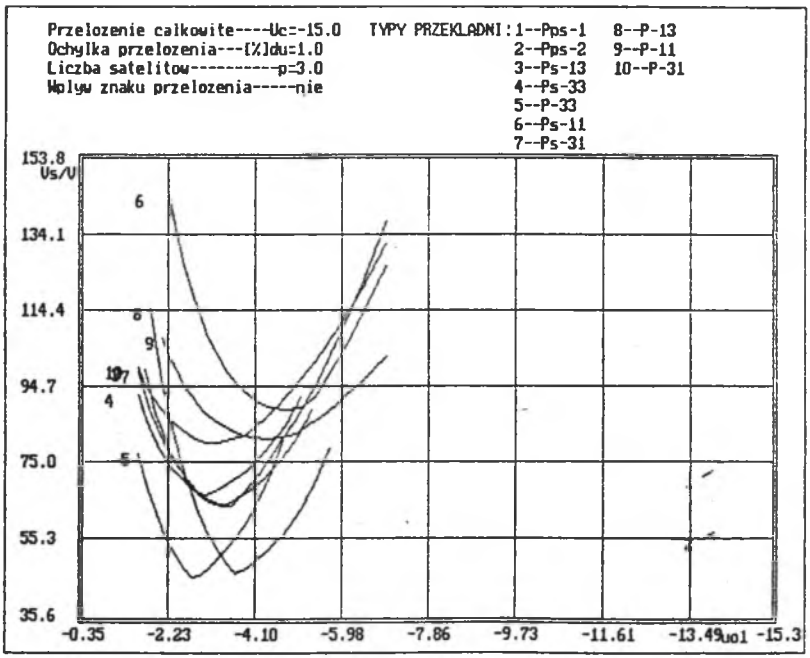
W praktyce podstawowym problemem dla konstruktora przekładni zębatych jest optymalny dobór typu przekładni obiegowej dla zadanej wartości przełożenia całkowitego. Opracowany pakiet programów pozwala na uzyskanie w formie graficznej wartości wskaźników kryterialnych w funkcji wartości przełożenia u_{o1} przekładni I stopnia. Obliczenia oraz rysunki można wykonać jednocześnie dla wszystkich przekładni spełniających warunek przełożenia u_c oraz osobno dla wybranej przekładni. W ostatnim przypadku na rysunku zostaje dodatkowo wykreślona krzywa polioptymalizacji Lagrange'a dla przyjętych wskaźników kryterialnych oraz wartości współczynników wagowych. Na rys. 6 do 13 przedstawiono wyniki obliczeń dla $|u_c| = 15$. Poszczególne krzywe na rysunkach opisane są symbolami zgodnie z oznaczeniami podanymi w tablicach 1 i 2, symbolami Pps-1 oraz Pps-2 oznaczono przekładnie obiegowe z podwójnymi kołami obiegowymi przedstawione odpowiednio na rys.1a i 1b. Rys. 6 przedstawia wartości wskaźnika gabarytowego g, rys. 7 objętości $\sum V/V_I$, rys. 8 moment bezwładności elementów wirujących $\sum I_{zr}/I_I$, a rys. 9 sprawność "eta" przekładni spełniających warunek przełożenia całkowitego. Na podstawie tych rysunków można wybrać przekładnie, które charakteryzują się najbardziej korzystnymi wartościami wskaźników kryterialnych. W celu dalszej analizy wybranych przekładni zasadne jest wyznaczenie wykresu wartości wskaźników kryterialnych wraz z krzywą polioptymalizacji, ponieważ najczęściej wartości ekstremalne tych wskaźników przypadają dla różnych wartości u_{01}. Ponadto należy liczyć się z tym, że w efekcie ograniczeń geometrycznych nie można zwykle uzyskać takiej kombinacji liczb zębów kół przekładni obiegowej, która spełniałaby w sposób dokładny warunek u_{01}.

Na podstawie analizy rys. 6÷9 dla założonej wartości przełożenia całkowitego $|u_c| = 15$ wybrano przekładnie o najkorzystniejszych cechach geometrycznych. Wyniki obliczeń dotyczące wybranych przekładni przedstawiono na rys. 10÷13. W dolnej części rysunku umieszczone są krzywe wskaźników kryterialnych g, $\sum V/V_I$ oraz $\sum I_{zr}/I_I$, natomiast w części górnej z prawej strony krzywa polioptymalizacji Lagrange'a F(s) i krzywa sprawności przekładni "eta". Wartości współczynników wagowych polioptymalizacji drukowane są każdorazowo na rysunku. Ponadto w lewym górnym rogu rysunku podawane są wartości ekstremów poszczególnych wskaźników kryterialnych oraz odpowiadające im wartości przełożeń bazowych u_{01}.



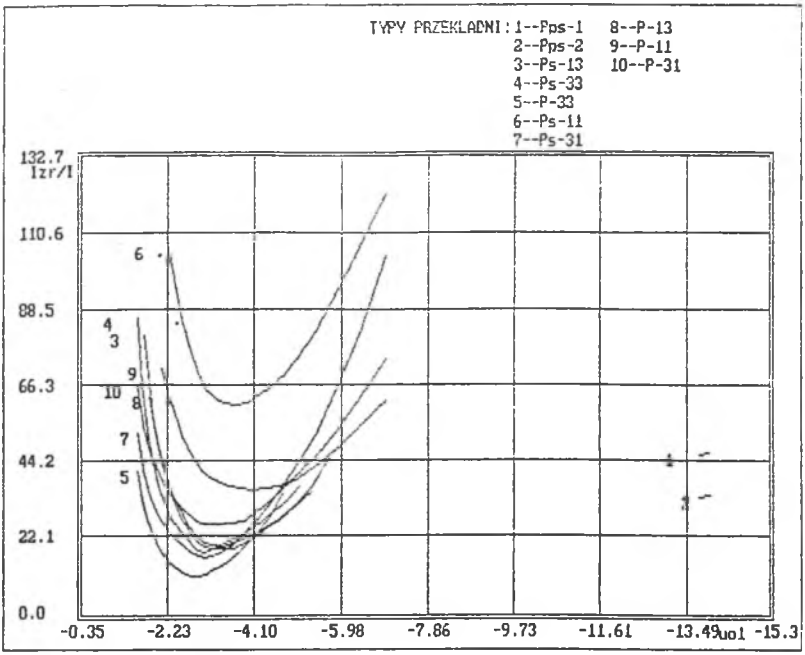
Rys. 6. Wartości wskaźnika gabarytowego dla przekładni o przełożeniu całkowitym $|u_c| = 15$

Fig. 6. Values of overall dimensions coefficient, total transmission ratio of gear $|u_c| = 15$



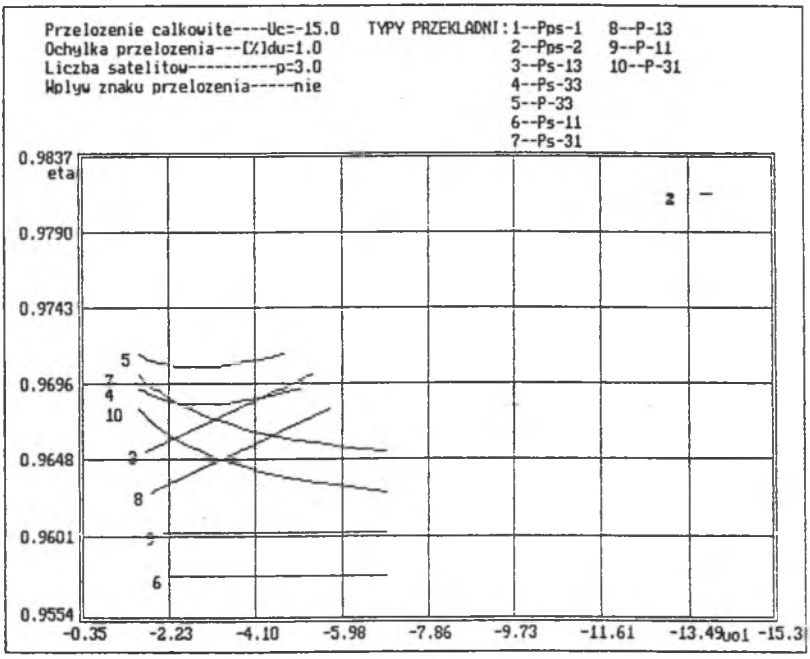
Rys. 7. Wartości wskaźnika objętościowego dla przekładni o przełożeniu całkowitym $|u_c| = 15$

Fig. 7. Values of volume coefficient, total transmission ratio of gear $|u_c| = 15$



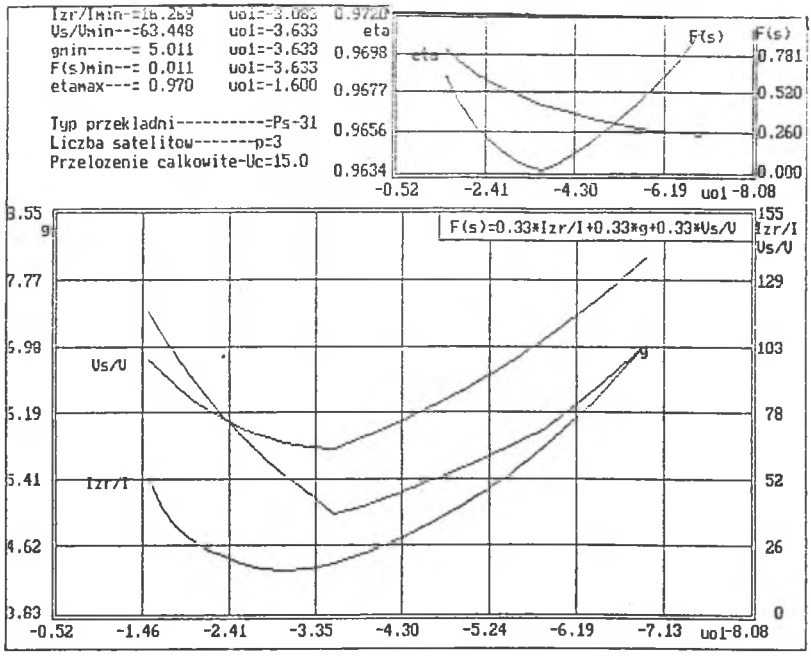
Rys. 8. Wartości wskaźnika momentu bezwładności dla przekładni o przełożeniu całkowitym $|u_c| = 15$

Fig. 8. Value of moment of inertia coefficient, total transmission ratio of gear $|u_c| = 15$



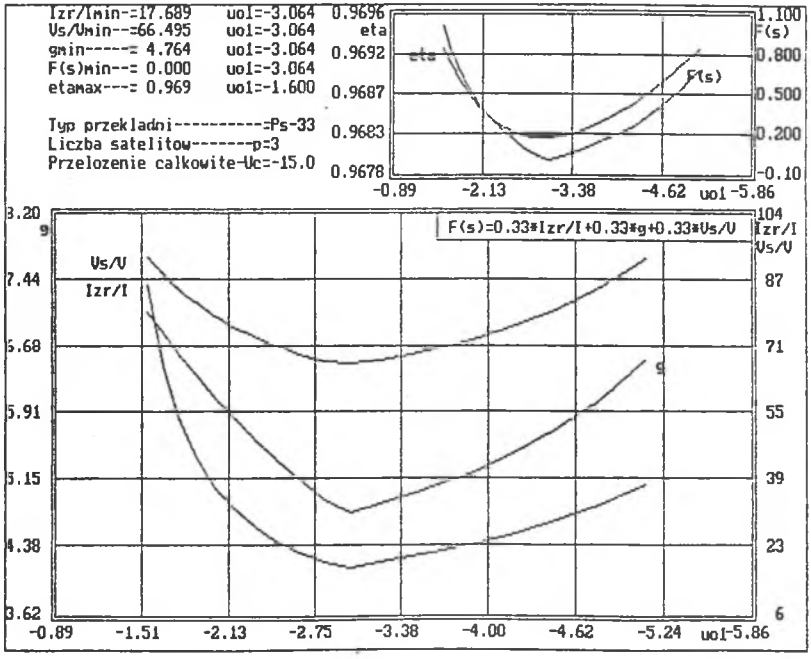
Rys. 9. Wartości sprawności dla przekładni o przełożeniu całkowitym $|u_c| = 15$

Fig. 9. Value of efficiency, total transmission ratio of gear $|u_c| = 15$



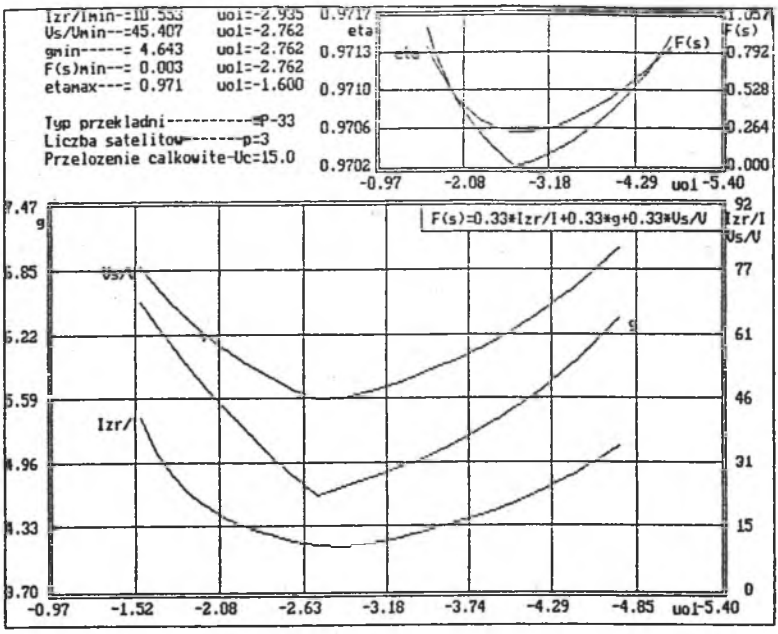
Rys. 10. Wartości wskaźników optymalizacyjnych dla przekładni Ps-31 o przełożeniu u_c = 15

Fig. 10. Value of optimization coefficient, gear Ps-31, transmission ratio u_c = 15



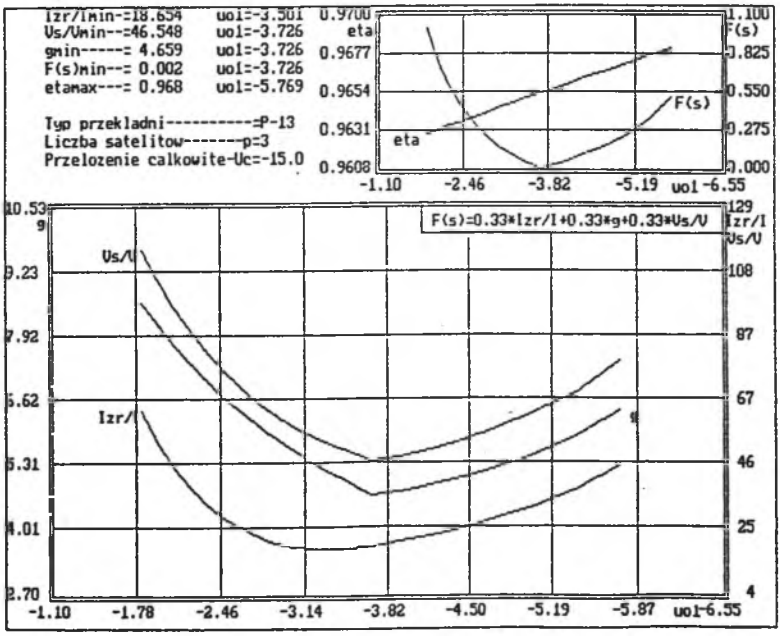
Rys. 11. Wartości wskaźników optymalizacyjnych dla przekładni Ps-33 o przełożeniu u_c = -15

Fig. 11. Value of optimization coefficient, gear Ps-33, transmission ratio u_c = -15



Rys. 12. Wartości wskaźników optymalizacyjnych dla przekładni P-33 o przełożeniu u_c = 15

Fig. 12. Value of optimization coefficient, gear P-33, transmission ratio u_c = 15



Rys. 13. Wartości wskaźników optymalizacyjnych dla przekładni P-13 o przełożeniu u_c = -15

Fig. 13. Value of optimization coefficient, gear P-13, transmission ratio u_c = -15

4. WNIOSKI

Zastosowany algorytm obliczeń umożliwia w sposób stosunkowo prosty przeprowadzenie analizy porównawczej przekładni obiegowych o różnych schematach kinematycznych. Opracowany program obliczeniowy jest szczególnie pomocny dla konstruktorów układów napędowych zarówno w fazie doboru typu przekładni zębatej, jak i przy określaniu optymalnych wartości przełożeń bazowych przekładni.

LITERATURA

[1] Wilk A., Niedziela Z.: Wspomagany komputerowo dobór przełożeń cząstkowych wielostopniowych reduktorów obiegowych. Materiały VII konf. "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo", Warszawa, listopad 1989.
[2] Kudriawcew W.N.: Płanetarnyje pieriedaczi. Leningrad 1977.
[3] Osiński Z., Wróbel J.: Wybrane metody komputerowo wspomaganego konstruowania maszyn. PWN, Warszawa 1988.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Walter Bartelmus

Wpłynęło do Redakcji 26.02.1993 r.

ABSTRACT

In the elaborations is made comparison of various kinds of complex planetary gears in transmission ratios range from 8 to 64. Results of computer computations parameters: overall dimensions, volume, reduced moment of inertia of whirling elements and efficiency are introduced on the figures (fig. 2,3,4,5), which make possible for users of program to choice the kinematic drawing of gear. These kinematic drawings are introduced in table 1 and 2 as well as on figure 1. On the figures 6,7,8,9 are introduced values of optimization indexes for different kinds of planetary gears with transmission ratio $|u_c| = 15$ (kinematic drawing numbers are in table 1 and 2) as a

function of the base transmission ratio. The majority of introduced on the figures relationships have explicit minimum for definite base transmission ratio values. On the figures 10,11,12,13 are introduced results of optimization calculations for choiced planetary gears (transmission ratio $|u_c| = 15$).

Elaborated computed program and introduced results of calculations are especjally useful fòr constructors.