

Zdzisław NIEDZIELA

WPLYW SZTYWNOŚCI PODPARCIA KÓŁ OBIEGOWYCH
NA SIŁY DYNAMICZNE W PRZEKŁADNI 2K-H

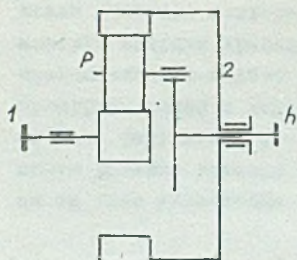
Streszczenie. Przekładnie obiegowe znalazły szerokie zastosowanie w układach napędowych współczesnych pojazdów silnikowych. W szczególności wykorzystywana jest ich właściwość polegająca na zmianie przełożenia poprzez zahamowanie koła centralnego lub jarzma. Efektem wykorzystania zjawiska wielodrożności mocy jest mniejsza masa i gabaryty przekładni obiegowych w porównaniu z przekładniami o osiach stałych. W praktyce, wskutek błędów wykonania elementów przekładni, zachodzi konieczność stosowania specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych służących wyrównaniu obciążeń kół obiegowych. W pracy przedstawiono metodę wyznaczania sumarycznego współczynnika K_T nierównomierności obciążeń kół i wewnętrznych sił dynamicznych w przekładni obiegowej. Dokonano analizy wpływu podatności osadzenia kół obiegowych na wartości K_T .

1. Wprowadzenie

W układach napędowych współczesnych pojazdów silnikowych coraz częściej stosowane są zębate przekładnie obiegowe. Wynika to z potrzeby zmniejszenia wymiarów i materiałochłonności przekładni mechanicznych oraz specjalnych cech przekładni obiegowych pozwalających na ich wykorzystanie w układach przełączanych automatycznie. Spośród wielu rodzajów przekładni obiegowych najszersze zastosowanie znalazły przekładnie z dwoma kołami centralnymi oznaczone symbolem 2K-H. Schemat takiej przekładni pokazano na rys. 1.

W automatycznych skrzynkach przekładniowych powszechnie stosowane są wielostopniowe obiegowe przekładnie sprzężone, będące złożonym układem kilku przekładni typu 2K-H. Zmianę przełożenia uzyskuje się w nich poprzez zahamowanie odpowiedniego koła centralnego. W nowoczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych stosowane są hamulce wielopłytkowe, które w porównaniu z dawniej stosowanymi hamulcami taśmowymi nie wywołują dodatkowych promienionych obciążeń łożysk kół. Przykłady obu rozwiązań konstrukcyjnych pokazano w [3], rys. 56-9 i 56-64.

Jednostopniowe przekładnie typu 2K-H powszechnie stosowane są w zwolnicach osi napędowych pojazdów [L. 3] rys. 58-65. Przekładnie tego typu znalazły również zastosowanie w układach napędowych osprzętu maszyn roboczych oraz różnego rodzaju skrzynkach rozdzielczych. W [L. 3] rys. 55-31 pokazano przykład zastosowania przekładni 2K-H w skrzynce rozdzielczej z międzyosiowym mechanizmem różnicowym.



Rys. 1. Schemat przekładni obiegowej 2K-H

1 - koło centralne zewnętrznie uzębione (koło słoneczne), 2 - koło centralne wewnętrznie uzębione (koło duże), p - koło obiegowe, h - jarzmo

Fig. 1. Diagram of the planetary gear 2K-H

1 - solar wheel with external teeth, 2 - solar wheel with internal teeth (big wheel), p - planet wheel, h - planetary cage

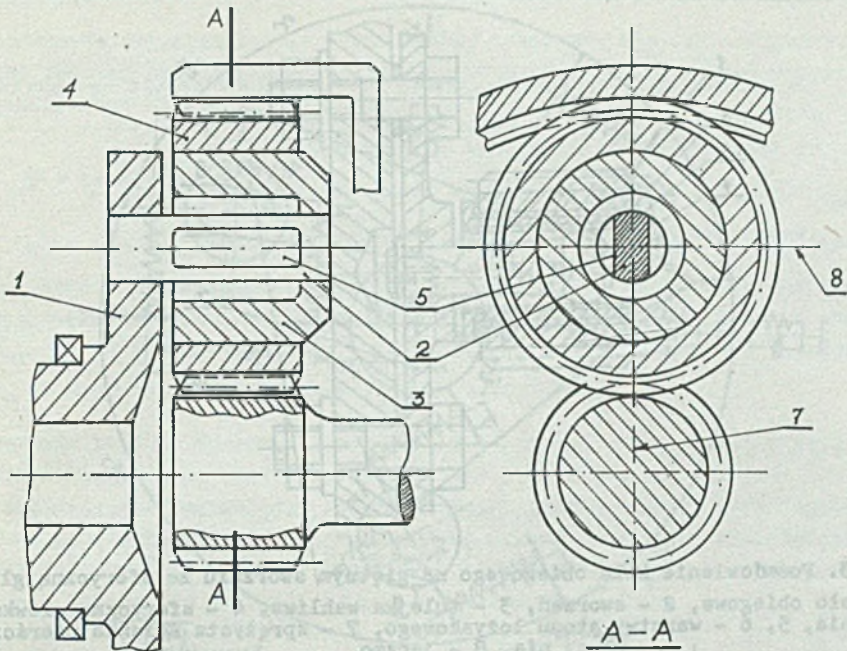
prostej z trzema kołami obiegowymi. Dokonano analizy wpływu podatności posadowienia kół obiegowych na wielkość sił dynamicznych i rozkład obciążeń.

2. Metody podatnego posadowienia kół obiegowych

W tradycyjnych rozwiązaniach konstrukcyjnych koła obiegowe posadowione są najczęściej w łożyskach tocznych różnego typu. W przekładniach o przełożeniu bazowym $u_o \leq -3$ z reguły łożyska umieszcza się wewnątrz piast kół obiegowych, dzięki czemu uzyskuje się jarzmo o mniejszej szerokości [L. 4] rys. 12.1. W przypadku przełożeń $u_o > -3$, na skutek zbyt małej średnicy kół obiegowych najczęściej zachodzi potrzeba umieszczenia łożysk w jarzmie [L. 4] rys. 12.3. Rozwiązania tego typu powodują zwiększenie długości przekładni, a w niektórych przypadkach również jej wymiarów poprzecznych. Wymienione rozwiązania posadowienia kół obiegowych charakteryzują się wprawdzie pewną podatnością, wynikającą głównie z odkształceń elementów łożysk, lecz w przypadku znacznych wartości odchyłek wykonania kół może ona być niewystarczająca.

Na rys. 2 i 3 pokazano przykłady rozwiązań konstrukcyjnych o znacznie większej podatności.

Mniejsza masa i gabaryty przekładni obiegowych są efektem wykorzystania zjawiska wielodrożności mocy. W praktyce na skutek odchyłek powstałych podczas wykonania i montażu elementów przekładni obciążenia poszczególnych kół obiegowych nie są równe i stałe w czasie. Zęby kół przenoszą dodatkowo wewnętrzne siły dynamiczne, których wielkość zależy głównie od prędkości kół, odchyłek wykonania oraz geometrii zazębienia. W celu zmniejszenia nierównomierności rozkładu obciążenia stosuje się specjalne rozwiązania konstrukcyjne przekładni obiegowych. Jednym ze sposobów wyrównania obciążeń kół jest zastosowanie łożyskowych węzłów konstrukcyjnych kół obiegowych o odpowiednio dużej podatności. Pomiar wielkości wewnętrznych sił dynamicznych oraz określenie nierównomierności obciążeń kół obiegowych w rzeczywistej przekładni jest uciążliwy, czasochłonny i wymagający dużego nakładu środków. W pracy przedstawiono metodę analitycznego wyznaczania sił dynamicznych oraz nierównomierności rozkładu obciążeń w wybranej jednostopniowej przekładni obiegowej walcowej

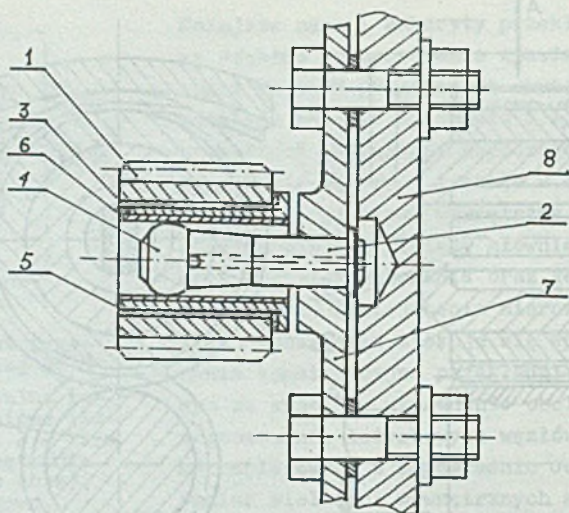


Rys. 2. Elastyczne posadowienie koła obiegowego na giętym sworzniu
 1 - jarzmo, 2 - sworzeń, 3 - tuleja, 4 - koło obiegowe, 5 - spłaszczenie sworznia

Fig. 2. Elastic pivot of a planet wheel on a flexural pin
 1 - planetary cage, 2 - pin, 3 - sleeve, 4 - planet wheel, 5 - pin obliteness

W konstrukcji pokazanej na rys. 2 tuleję 3, będącą łożyskiem ślizgowym koła obiegowego 4, posadowiono na końcu sprężystego sworznia 2. Sworzeń posiada spłaszczenia w kierunku obwodowym, co zapewnia większą podatność w kierunku działania sił międzyzębnych. W kierunku promieniowym sztywność sworznia jest znacznie większa, co zapobiega odkształceniom pod wpływem sił odśrodkowych.

W podobny sposób rozwiązano problem wyrównania obciążeń w konstrukcji przekładni przedstawionej na rys. 3. Koło obiegowe 1 łożyskowane jest ślizgowo w tulei 3 podpartej na sworzniu giętym 2. Powierzchnie robocze (wewnętrzna i zewnętrzna) tulei wyłożone są warstwami ślizgowymi 5 i 6. Tuleja 3 oparta jest na zgrubionej sferoidalnej części 4 sworznia 2. Zapewnia to współosiowość kół obiegowych z kołami centralnymi. Wyrównanie obciążeń używa się dzięki odkształceniom giętym sworznia oraz sprężystego pierścienia 7 przykręconego do jarzma 8 przekładni.



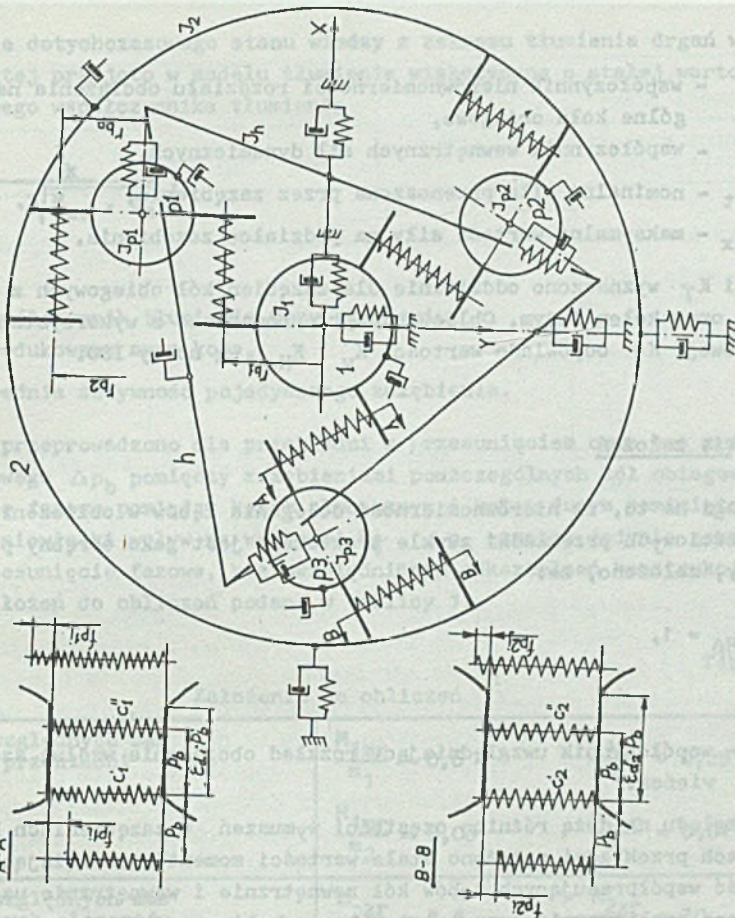
Rys. 3. Posadowienie koła obiegowego na giętym sworzniu ze sferyczną główką
 1 - koło obiegowe, 2 - sworzni, 3 - tulejka wahliwa, 4 - sferyczna główka sworznia, 5, 6 - warstwy stopu łożyskowego, 7 - sprężysta ścianka pierścienia, 8 - jarzmo

Fig. 3. Planet gear pivot on a flexural pin with spherical head

1 - planet gear, 2 - pin, 3 - self-aligning sleeve, 4 - spherical head of the pin, 5, 6 - bearing metal layers, 7 - elastic wall of a ring, 8 - planetary cage

3. Dynamiczny model przekładni obiegowej

Opracowany model przekładni obiegowej umożliwia opis matematyczny złożonych zjawisk towarzyszących pracy rzeczywistej przekładni o dowolnej liczbie kół obiegowych, zarówno o zębach prostych, jak i skośnych. Model ten, pokazany na rys. 4, składa się z pewnej liczby sztywnych elementów masowych posiadających możliwość przemieszczeń radialnych i obwodowych oraz układu sprężyn i tłumików wiskotycznych, które odwzorowują sprężystość i dyssypację energii zazębień kół i łożysk. W modelu tym uwzględniono ponadto zmienną sztywność zazębienia, sztywność i tłumienie łożyskowania elementów przekładni, przesunięcia fazowe zazębień kół, a także nieliniowość zjawisk zachodzących na skutek występowania luzów w parach kinematycznych i odchyłek wykonania. Poszczególne rozwiązania konstrukcyjne przekładni służące wyrównaniu obciążeń symulowano poprzez zastosowanie podpór kół o odpowiednich charakterystykach. Matematyczny opis stanów dynamicznych przekładni oparto na równaniach Lagrange'a. Otrzymane równania ruchu elementów przekładni przedstawiono w postaci bezwymiarowej.



Rys. 4. Model fizyczny przekładni obiegowej
 Fig. 4. Physical model of a planetary gear

Również masy elementów przekładni, momenty bezwładności, odchyłki wykonania, sztywność, tłumienie, obciążenie, prędkość obrotową oraz czas opisano wielkościami bezwymiarowymi, co umożliwiło uogólnienie wyników obliczeń oraz analizę porównawczą przekładni o różnych konstrukcjach. Do obliczeń wybrano dyskretny model najczęściej stosowanej przekładni 2K-H z trzema kołami obiegowymi o zębach prostych. Otrzymane równania ruchu poszczególnych elementów przekładni pozwoliły na obliczenia chwilowych sił w ząbkach kół. Na ich podstawie wyznaczono wartości współczynnika przeciążenia zębów kół ponad nominalną wartość. Współczynnik ten, oznaczony symbolem K_{γ} , obliczono z wzoru:

$$K_{\gamma} = K_n \cdot K_d = \frac{P_{\text{imax}}}{P_{\text{stat}}}, \quad (1)$$

gdzie:

- K_n - współczynnik nierównomierności rozdziału obciążenia na poszczególne koła obiegowe,
- K_d - współczynnik wewnętrznych sił dynamicznych,
- P_{stat} - nominalna siła przenoszona przez ząbienia,
- P_{imax} - maksymalna wartość siły na podziałce ząbienia.

Wartości K_f wyznaczono oddzielnie dla ząbień kół obiegowych z kołem słonecznym oraz kołem dużym. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem maszyny cyfrowej. K_f odpowiada wartości $K_v \cdot K_{H\alpha}$ wg normy ISO.

4. Opis założeń

Z uwagi na to, że nierównomierność dolegania zębów w obliczeniach wytrzymałościowych przekładni zwykle traktowana jest jako odrębny problem badawczy, założono, że:

$$K_{H\beta} = 1, \quad (2)$$

gdzie:

- $K_{H\beta}$ - współczynnik uwzględniający rozkład obciążenia wzdłuż szerokości wienca.

Ze względu na dużą różnicę częstości wymuszeń w ząbieniach kół oraz sprzęgłach przekładni założono stałe wartości momentów obciążających. Sztywność współpracujących zębów kół zewnętrznie i wewnętrznie uzębionych wyznaczano analitycznie przy założeniu parabolicznego przebiegu sztywności pojedynczego ząbienia wzdłuż odcinka przyporu.

Z punktu widzenia dynamiki przekładni odchyłki wykonania scharakteryzować można za pomocą wskaźników płynności pracy oraz wskaźników dokładności kinematycznej. Analizowano przykłady z odchyłką na obwodzie oraz odchyłką na podziałce koła. Losowy charakter odchyłki na podziałce zrealizowano przy użyciu generatora liczb losowych opisanego wzorem:

$$F_{p1} = FRC(L_p \cdot \sin^2 N_1) \cdot |F_{p1}| - 0,5, \quad (3)$$

gdzie:

- $FRC(X) = X - INT(X)$,
- N_1 - numer ząbienia,
- $|F_{p1}|$ - amplituda odchyłki F_{p1} ,
- L_p - liczba pierwsza.

Na podstawie dotychczasowego stanu wiedzy z zakresu tłumienia drgań w przekładni zębatej przyjęto w modelu tłumienie wiskotyczne o stałej wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia

$$\varphi = \frac{k}{2 \cdot \sqrt{M_{zr} \cdot c_m}}, \quad (4)$$

gdzie:

- k - współczynnik tłumienia przy skręcaniu,
- M_{zr} - zredukowana masa koła,
- c_m - średnia sztywność pojedynczego zazębienia.

Obliczenia przeprowadzono dla przekładni z przesunięciem oraz bez przesunięcia fazowego Δp_b pomiędzy zazębieniami poszczególnych kół obiegowych. Przesunięcie fazowe pomiędzy kołem słonecznym i kołem dużym pominięto ze względu na niewielki wpływ na wartości K_{γ} . Δp_b oznacza jedynie geometryczne przesunięcie fazowe, bez uwzględniania odkształceń konstrukcji. Wartości założeń do obliczeń podano w tabelcy 1:

Tabela 1

Założenia do obliczeń

Wartości względnych mas elementów przekładni	$\frac{M_{1zr}}{m_1} = 0,6$	$\frac{M_{1zr}}{m_p} = 0,25$
	$\frac{M_{1zr}}{m_2} = 0,03$	$\frac{M_{1zr}}{m_h} = 0,01$
Wartości względnych mas zredukowanych elementów przekładni	$\frac{M_{p2r}}{M_{1zr}} = 2,5$	$\frac{M_{22r}}{M_{1zr}} = 30$
	$\frac{M_{hzr}}{M_{1zr}} = 100$	
Wartości bezwymiarowych współczynników tłumienia drgań skrętnych	$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_h = \varphi_p = 0,1$	
Wartości bezwymiarowych współczynników tłumienia drgań promieniowych	$\varphi_{x1} = \varphi_{y1} = \varphi_{x2} = \varphi_{y2} =$ $= \varphi_{xh} = \varphi_{yh} = \varphi_{pr} = 0,25$	
Względna sztywność podpory koła obiegowego	$\frac{c_p}{c_m} = 0,1; 0,3; 0,6; 1; \infty$	
Wartości kątów przyporu kół	$\varepsilon_1 = 1,667$	$\varepsilon_2 = 1,47$

cd. tablicy 1

Wartości względnych odchyłek płynności pracy	$F_{p1} = F_{p2} = 1$
Wartości względnych odchyłek kinematycznych	$F_{k1} = F_{k2} = 4$

Indeksy przy symbolach poszczególnych wielkości oznaczają odpowiednio:

1 - koło słoneczne, 2 - koło duże, p - koło obiegowe, h - jarzmo.

Odchyłki wykonania F_{p1} oraz F_{k1} zostały odniesione do ugięcia statycznego zębów przy jednoparowym zazębieniu.

5. Analiza wpływu podatności osadzenia kół obiegowych na wartości współczynników K_f

Przyjęta metoda obliczeń pozwala na wyznaczenie wartości K_f dla podpór kół obiegowych o dowolnej charakterystyce sztywności. Badania wykazały [L. 5], że przebieg funkcji sztywności zależy nie tylko od typu łożyska tocznego, ale również od wielu innych parametrów, z których najważniejsze to: gabaryty łożyska, wielkość odkształceń jego elementów i prędkość obrotowa. Odpowiednie obliczenia wykazały, że podanie prawidłowej funkcji sztywności łożysk ma bardzo znaczący wpływ na jakość wyników obliczeń. W przypadku kół obiegowych osadzonych na czopach podatnych należy oczywiście uwzględnić również charakterystykę sztywności elementów odkształcających. W pracy ze względu na ogólny charakter rozważań, dokonano obliczeń dla podpór kół obiegów o względnej sztywności $c_w = \text{const}$

$$c_w = \frac{c_p}{c_m},$$

(5)

gdzie:

c_p - średnia sztywność podpory.

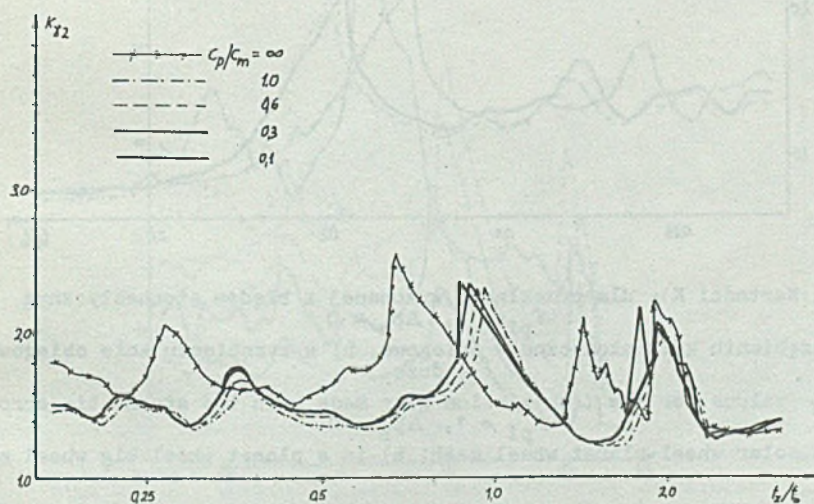
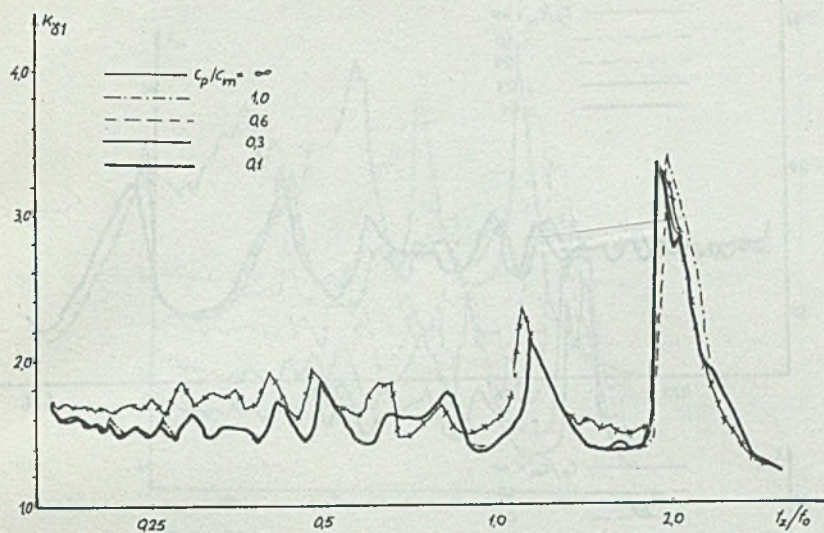
Założono ponadto sztywność podpór elementów centralnych przekładni, równą ∞ .

Obliczenia wykonano w funkcji względnej częstości zazębienia f_z/f_0 ,

gdzie:

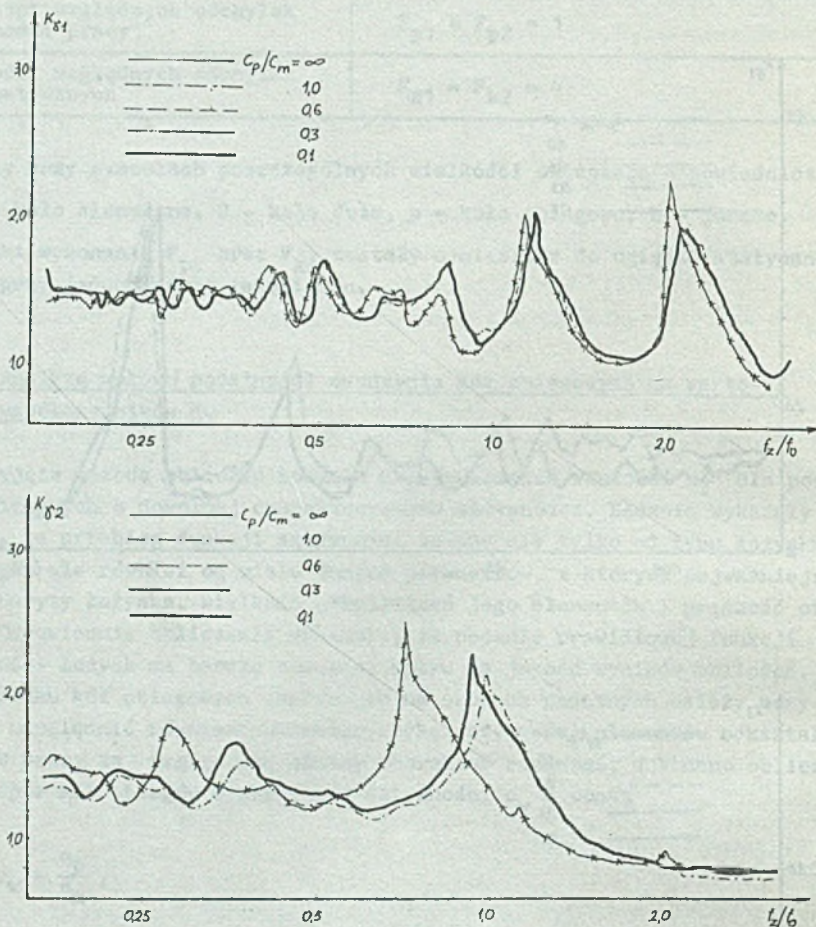
f_z - częstość zazębienia,

f_0 - częstość drgań własnych koła obiegowego przy jednoparowym zazębieniu.



Rys. 5. Wartości K_{γ} dla przekładni wykonanej bezbłędnie, $\Delta p_b = 0$
 a) w zazębieniu koło słoneczne - obiegowe, b) w zazębieniu koło obiegowe -
 - duże

Fig. 5. K_{γ} values for perfectly made transmission gear $\Delta p_b = 0$
 a) in a solar wheel-planet wheel mesh, b) in a planet wheel-big wheel mesh

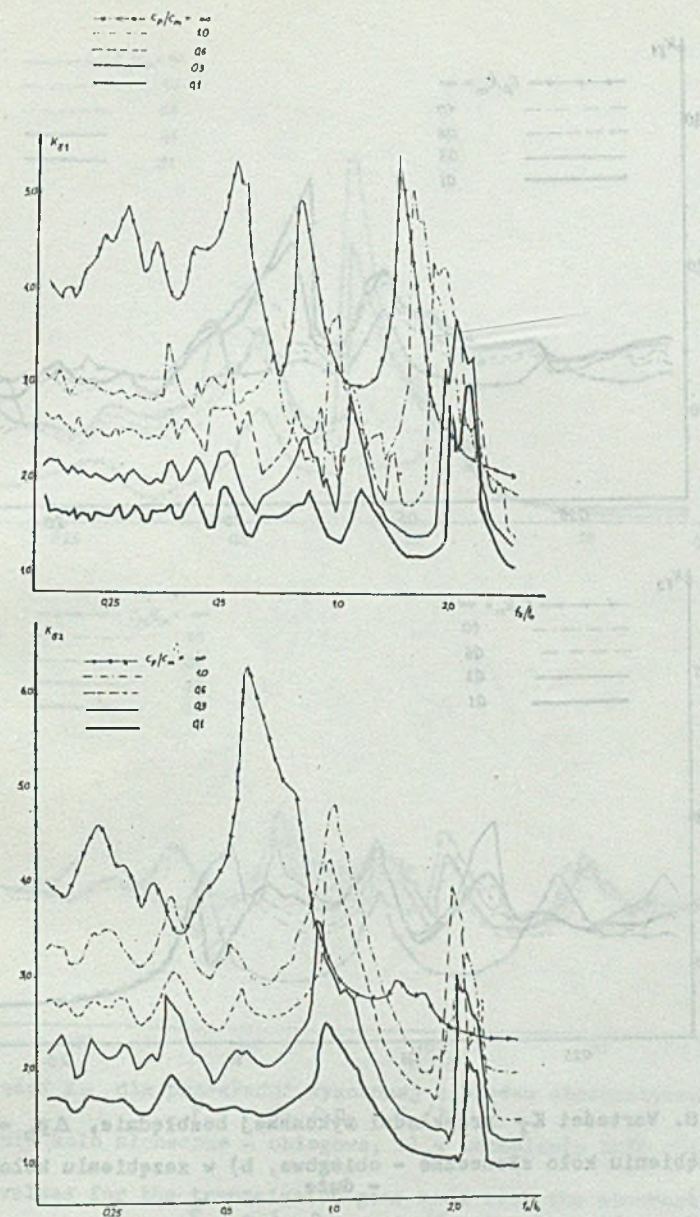


Rys. 6. Wartości K_{γ} dla przekładni wykonanej z błędem stochastycznym
 $F_{pi} = 1, \Delta p_b = 0$

a) w zazębieniu koło słończne - obiegowe, b) w zazębieniu koło obiegowe -
 - duże

Fig. K_{γ} values for the transmission gear made with the stochastic error
 $F_{pi} = 1, \Delta p_b = 0$

a) in a solar wheel-planet wheel mesh, b) in a planet wheel-big wheel mesh

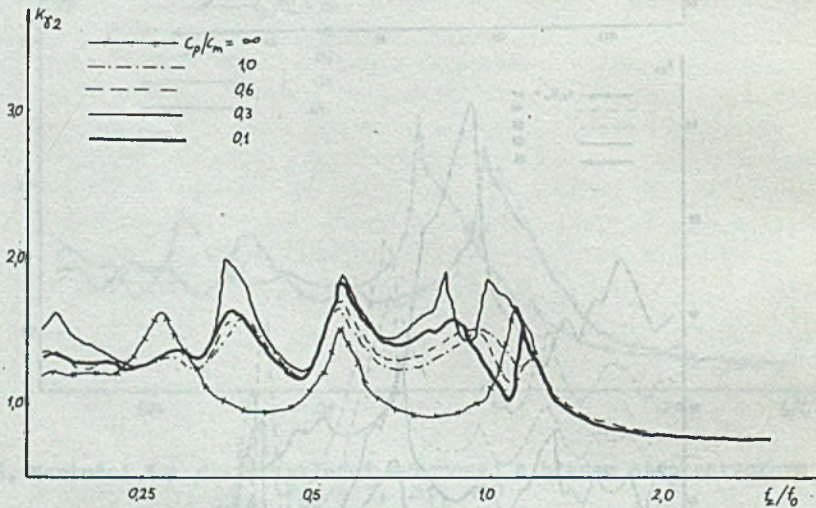
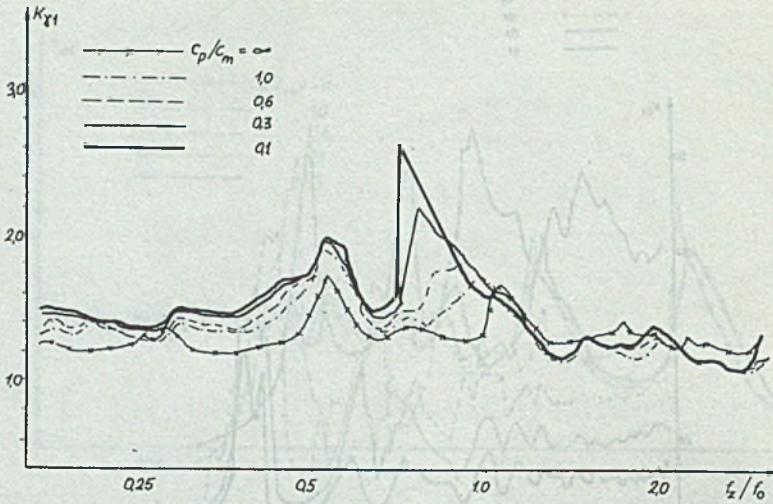


Rys. 7. Wartości K_γ dla przykładni wykonanej z błędem kinematycznym $F_{ki} = 4, \Delta p_b = 0$

a) w zazębieniu koło słoneczne - obiegowe, b) w zazębieniu koło obiegowe - duże

Fig. 7. K_γ values for the transmission gear made with the kinematic error $F_{ki} = 4, \Delta p_b = 0$

a) in a solar wheel-planet mesh, b) in a planet wheel-big wheel mesh

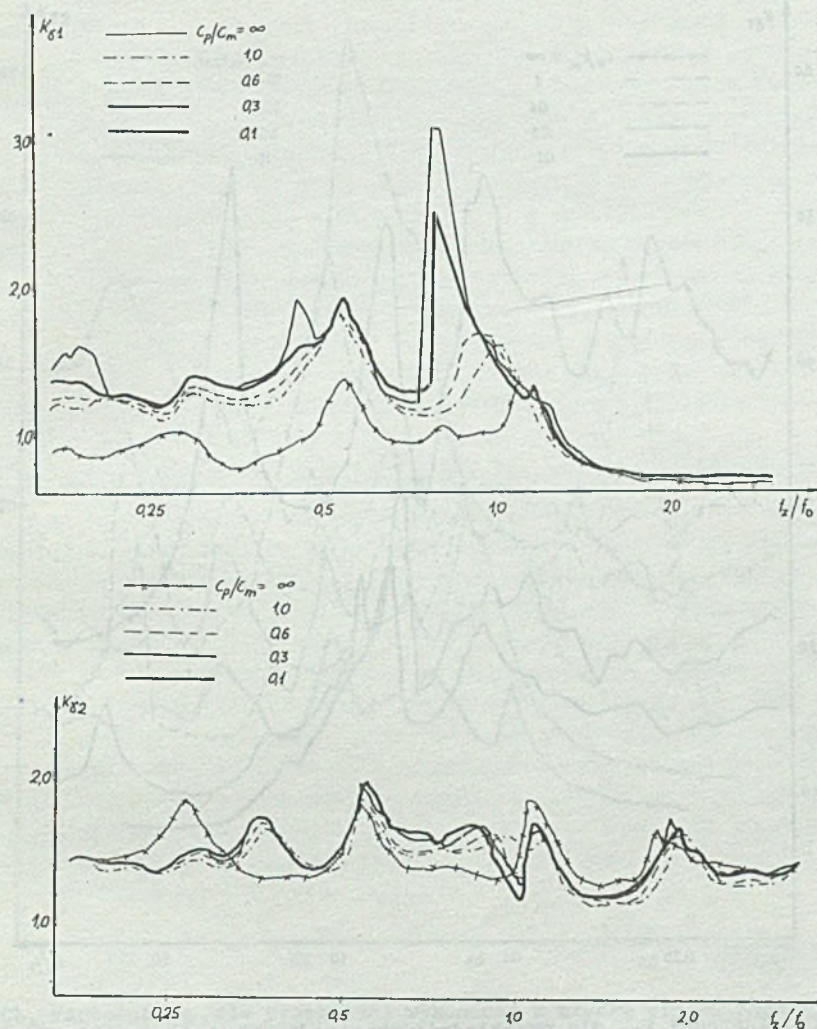


Rys. 8. Wartości K_{γ} przekładni wykonanej bezbłędnie, $\Delta p_b = p_b/3$

a) w zazębieniu koło słoneczne - obiegowe, b) w zazębieniu koło obiegowe -
- duże

Fig. 8. K_{γ} values for perfectly made transmission gear. $\Delta p_b = p_b/3$

a) in a solar wheel-planet wheel mesh, b) in a planet wheel-big wheel mesh



Rys. 9. Wartości K_γ dla przekładni wykonanej z błędem stochastycznym

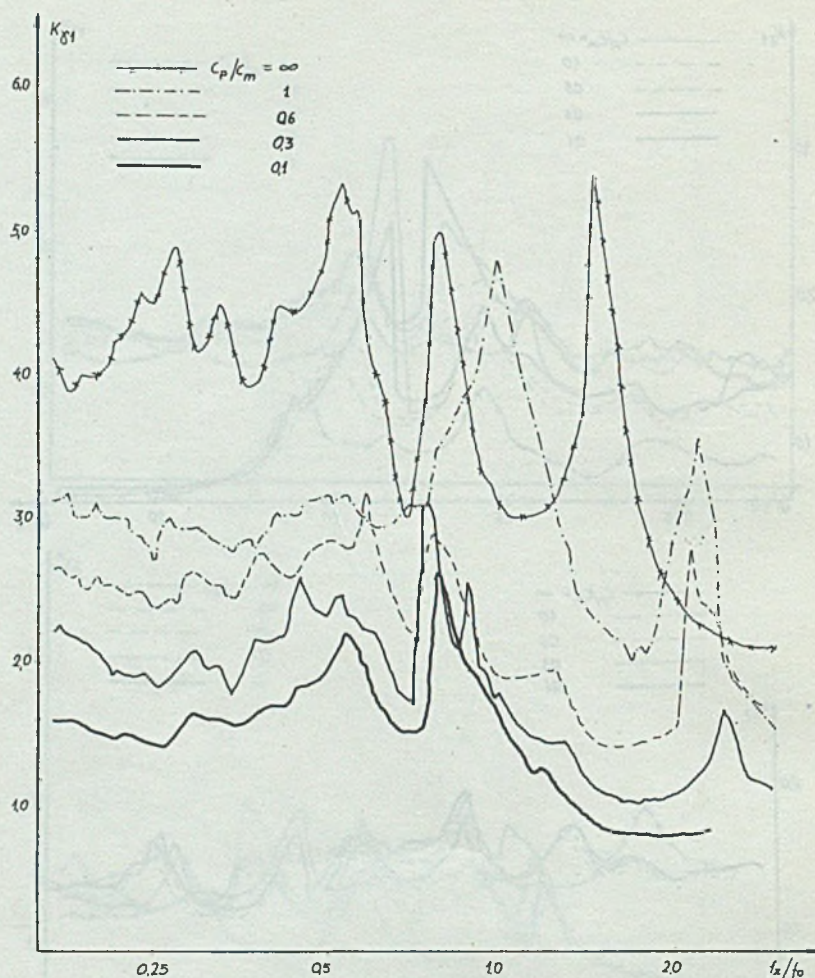
$$F_{pi} = 1, \Delta p_b = p_b/3$$

a) w zazębieniu koło słoneczne - obiegowe, b) w zazębieniu koło obiegowe -
- duże

Fig. 9. K_γ values for the transmission gear made with the stochastic error

$$F_{pi} = 1, \Delta p_b = p_b/3$$

a) in a solar wheel-planet wheel mesh, b) in a planet wheel-big wheel mesh

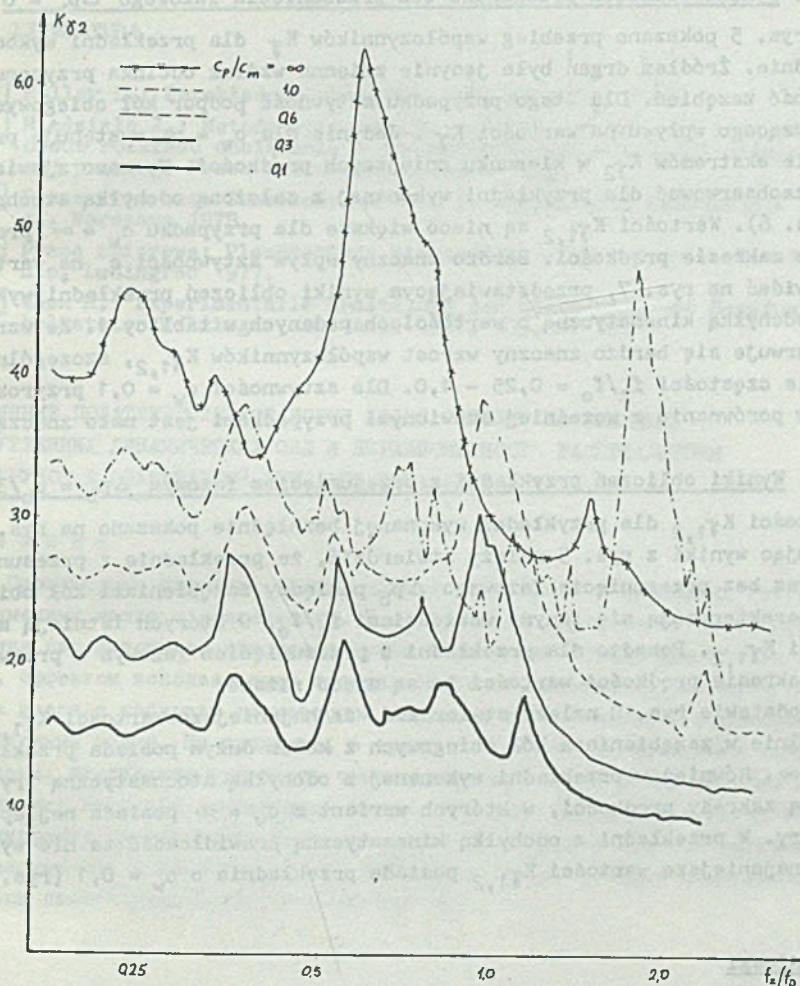


Rys. 10a. Wartości K_{γ} dla przekładni wykonanej z błędem kinematycznym
 $F_{ki} = 4, \Delta p_b = p_b/3$

a) w zazębieniu koło słoneczne - obiegowe

Fig. 10a. K_{γ} values for the transmission gear made with the kinematic error
 $F_{ki} = 4, \Delta p_b = p_b/3$

a) in a solar wheel-planet wheel mesh



Rys. 10b, Wartości $K_{\delta 2}$ dla przekładni wykonanej z błędem kinematycznym

$$F_{k1} = 4, \Delta p_b = p_b/3$$

b) w zazębieniu koło obiegowe - duże

Fig. 10b. $K_{\delta 2}$ values for the transmission gear made with the kinematic error

$$F_{k1} = 4, \Delta p_b = p_b/3$$

b) in a planet wheel-big wheel mesh

5.1. Wyniki obliczeń przekładni bez przesunięcia fazowego $\Delta p_b = 0$

Na rys. 5 pokazano przebieg współczynników K_{γ} dla przekładni wykonanej bezbłędnie. Źródłem drgań była jedynie zmienna wzdłuż odcinka przyporu sztywność zazębien. Dla tego przypadku sztywność podpór kół obiegowych nie ma znaczącego wpływu na wartości K_{γ} . Jedynie dla $c_w = \infty$ występuje przesunięcie ekstremów $K_{\gamma 2}$ w kierunku mniejszych prędkości. To samo zjawisko można zaobserwować dla przekładni wykonanej z założoną odchyłką stochastyczną (rys. 6). Wartości $K_{\gamma 1, 2}$ są nieco większe dla przypadku $c_w = \infty$ prawie w całym zakresie prędkości. Bardzo znaczny wpływ sztywności c_w na wartości $K_{\gamma 1, 2}$ widać na rys. 7, przedstawiającym wyniki obliczeń przekładni wykonanej z odchyłką kinematyczną o wartościach podanych w tablicy 1. Ze wzrostem c_w obserwuje się bardzo znaczny wzrost współczynników $K_{\gamma 1, 2}$, szczególnie w zakresie częstości $f_z/f_0 = 0,25 - 1,0$. Dla sztywności $c_w = 0,1$ przyrost $K_{\gamma 1, 2}$ w porównaniu z wcześniej omówionymi przypadkami jest mało znaczący.

5.2. Wyniki obliczeń przekładni z przesunięciem fazowym $\Delta p_b = p_b/3$

Wartości $K_{\gamma 1, 2}$ dla przekładni wykonanej bezbłędnie pokazano na rys. 8. Porównując wyniki z rys. 5 należy stwierdzić, że przekładnie z przesunięciem oraz bez przesunięcia fazowego Δp_b pomiędzy zazębieniami kół obiegowych charakteryzują się innymi wartościami f_z/f_0 , w których istnieją max. wartości $K_{\gamma 1, 2}$. Ponadto dla przekładni z przesunięciem fazowym w przeważającym zakresie prędkości wartości te są nieco niższe.

Na podstawie rys. 8 należy stwierdzić, że najmniejsze wartości $K_{\gamma 1, 2}$, szczególnie w zazębieniach kół obiegowych z kołem dużym posiada przekładnia o $c_w = \infty$. Również w przekładni wykonanej z odchyłką stochastyczną (rys. 9) istnieją zakresy prędkości, w których wariant z $c_w = \infty$ posiada najlepsze parametry. W przekładni z odchyłką kinematyczną prawidłowość ta nie występuje - najmniejsze wartości $K_{\gamma 1, 2}$ posiada przekładnia o $c_w = 0,1$ (rys. 10).

6. Wnioski

- 1) Przyjęty model dynamiczny przekładni pozwala na jakościową ocenę wpływu podatności posadowienia kół obiegowych na wartości współczynników K_{γ} .
- 2) Opracowany algorytm może być wykorzystany do oceny konstrukcji przekładni obiegowej oraz dokonywania obliczeń sprawdzających w fazie jej projektowania.
- 3) Przekładnie z przesunięciem oraz bez przesunięcia fazowego Δp_b pomiędzy zazębieniami kół obiegowych charakteryzują się różnymi wartościami $K_{\gamma 1, 2}$ w funkcji prędkości.
- 4) W dokładnie wykonanej przekładni obiegowej z przesunięciem fazowym Δp_b w celu obniżenia wartości $K_{\gamma 1, 2}$ należy stosować łożyska o możliwie dużej sztywności.

LITERATURA

- [1] Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1983.
- [2] Niedziela Z.: Metoda wyznaczania nadwyżki dynamicznej i nierównomierności rozkładu obciążenia w jednostopniowej przekładni obiegowej walcowej prostej. Praca doktorska, Gliwice 1985.
- [3] Praca zbiorowa: Samochody od A do Z. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1978.
- [4] Praca zbiorowa: Planetarnyje pieriedaczi - sprawocznik. Maszynostrojenie, Leningrad 1977.
- [5] Weck M.: Experimentelle Ermittlung der Stifigkeit und Dampfung radial belasteter Walzlager, Ind-Anz. 1981, 103, Nr 79.

ВЛИЯНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ УСТАНОВКИ КОЛЕС САТЕЛИТ НА ВЕЛИЧИНУ
ВНУТРЕННИХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И НЕРАВНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ
НАГРУЗОК В ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕ ТИПА 2К-Н

Р е з ю м е

Планетарные передачи нашли широкое применение в приводных системах современных машин с двигателями. В особенности применяется их свойство изменения передаточного отношения путем торможения солнечного колеса или поводка. Эффектом использования явления многонаправленности мощности есть меньшая масса и габариты планетарной передачи по сравнению с передачами с постоянными осями. На практике, в связи с ошибками изготовления элементов передачи, необходимо применять специальные конструкторские решения для выравнивания нагрузок планетарных колес. В работе представлен метод определения суммарного коэффициента K_{γ} неравномерности нагрузок колес и внутренних динамических сил в планетарной передаче. Дан анализ влияния податливости установки планетарных колес на величину K_{γ} .

INFLUENCE OF THE PLANET WHEELS PIVOT SUSCEPTIBILITY ON THE MAGNITUDE
OF INTERNAL DYNAMIC FORCES AND LOAD DISTRIBUTION UNEVENNESS IN THE
PLANETARY GEAR 2K-H

S u m m a r y

Planetary gears are widely applicable in the power transmission systems of modern motor vehicles.

In particular, their feature which consists in transmission ratio change by braking solar wheel or planetary cage is being used.

Smaller weight and overall dimensions of the planetary gears in comparison with that for the gears with permanent axes, are the result of multi-way power effect.

In practice, in consequence of the gear elements manipulative errors, it is necessary to use special constructions serving an equalization of planetary wheels loads. A method of determining the total coefficient K_f of wheel load distribution unevenness and internal dynamic forces in the planetary gear has been presented in the paper.

An analysis of the influence of the wheels bearing susceptibility on the K_f values has been made.

