ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

LUDWIK MÜLLER

DIAGNOSTYKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH DUŻYCH MOCY

XX sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN XV konferencja PRZEKŁADNIE ZĘBATE

TRANSPORT

Z. 21 GLIWICE 1992

POLITECHNIKA ŚLĄSKA ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1183

Ludwik Müller

DIAGNOSTYKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH DUŻYCH MOCY

XX sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN XV konferencja PRZEKŁADNIE ZĘBATE

OPINIODAWCA

Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk Prof. dr hab. inż. Zbigniew Osiński

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY REDAKTOR DZIAŁU SEKRETARZ REDAKCJI

- Prof. dr hab. inż. Jan Bandrowski
- Dr inż. Barbara Maciejna

- Mgr Elżbieta Lesko

REDAKCJA Mgr Aleksandra Kłobuszowska

REDAKCJA TECHNICZNA Alicja Nowacka

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0209-3324

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakład 200+53 egz., Ark. wyd. 4, Ark, druk. 5,625, Papier offset. kl. III. 70x100, 80g Zam. 59/92 Cena 5.600

Fotokopie, druk i oprawę wykonano w UKiP Gliwice, ul. Pszczyńska 44

SPIS TRESCI

Str.

WSTĘP	9
I. METODA KOMPUTEROWEJ SYMULACJI DRGAŃ PRZEKŁADNI O ZĘBACH	
SKOŚNYCH	11
A. Model dynamiczny przekładni	11
B. Wyniki obliczeń parametrów drgań	20
C. Wpływ sztywności zazębienia na wyniki symulacji cyfro-	
wej	60
D. Wpływ wskaźników zazębienia na dynamikę nowej prze-	
kładni	77
E. Podsumowanie wyników	79
II. PRZYBLIŻONA METODA DIAGNOZOWANIA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH (81
LITERATURA	84
STRESZCZENIE	35

CONTENTS

INTRODUCTION	9
I. THE METHOD OF THE COMPUTER SIMULATION OF HELICAL GEARS	
VIBRATIONS	11
A. The dynamic model of a gear	11
8. The calculation results of vibration parameters	20
C. The influence of the mesh rigidity on the digital si-	
mulation results	60
D. The effect of mesh indicators on the dynamic of a new	
gear	77
E. The summary of results	79
II. THE APPROXIMATE METHOD OF DIAGNOSING OF TOOTHED GEARS	81
BIBLIOGRAPHY	84
SUMMARY	87

Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ	9
I. МЕТОД КОМПЬЮТЕРНОЙ СИМУЛЯЦИИ КОЛЕБАНИЙ КОСОЗЫБЫХ ПЕРЕДАЧ	11
А. Динамический модель передачи	11
В. Резыльтаты расчетов нараметров колебаний	20
С. Влияние жесткости зубьев на резултаты цифровой	
сикуляции	60
Д. Влияние козффициентов зубчатого зацепления на	
динамику новой передачи	77
Е. Резвме результатов	79
II. ПРИБЛИЗИТЕЛЬНЫЙ МЕТОД ДИАГНОСТИКИ ЗЫБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	81
литература	84

WYKAZ OZNACZEŃ

amin	-	minimalna wartość przyśpieszenia drgań
Ъ	-	zużycie powierzchni bryły modelowej
c	-	sztywność zazębienia
ci	-	amplituda harmonicznej i
h	-	krok czasowy
k	-	liczba kroków obliczeniowych na podziałce
Kdyn	-	współczynnik sił dynamicznych
P _x	-	podziałka poskokowa (osiowa)
Pb	-	podziałka na kole bazowym
Pmax ^{= P} d	-	maksymalna wartość siły międzyzębnej
R	-	współczynnik korelacji
t	-	liczba tarcz na podziałce osiowej
т	-	okres jednego zazębienia
То	-	okres drgań własnych
x	-	współczynnik przesunięcia zarysu
У	-	przesunięcie bryły w modelu
z	-	liczba zębów w kole
8=Eal	-	czołowy wskaźnik zazębienia
Eb=EB	-	poskokowy wskaźnik zazębienia
Ex=Ea+Eb	-	sumaryczny wskaźnik zazębienia
q	-	współczynnik tłumienia
ĩ	-	CZAS
σa	-	wartość skuteczna przyśpieszenia drgań

Niniejsze opracowanie stanowi drugi etap prac zaplanowanych na lata 1991-1995 umożliwiających komputerowe wspomaganie procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych przekładni o zębach skośnych. Opracowano ogólną metodę diagnozowania przekładni wszelkich typów za pomocą metody analizy drgań obudowy.

W dotychczasowych metodach obliczeń wytrzymałościowych wyznacza się następujące współczynniki bezpieczeństwa:

X_z – z uwagi na złamanie zęba u podstawy,

- X_p ze względu na przekroczenie bezpiecznych wartości nacisków powierzchniowych, wywołujące zużycie powierzchni zębów, objawiające się najczęściej w postaci jam pittingowych,
- X_t z uwagi na zjawisko zacierania się powierzchni zębów pod wpływem znacznego wzrostu chwilowej lokalnej temperatury zęba.

Praktycznie największe znaczenie ma współczynnik X_z wskazujący na niebezpieczeństwo złamania zęba, tym bardziej że przez odpowiedni dobór olejów można uzyskać wysokie wartości współczynnika X_t, a poprzez utwardzanie powierzchni zębów uzyskuje się duże wartości współczynnika X_p. Najczęściej więc o gabarytach i kosztach przekładni decyduje wartość współczynnika X_z, który zarówno ze względów technicznych, jak i ekonomicznych utrzymywany jest w wąskich granicach.

Wszystkie trzy współczynniki zależą od wielkości siły międzyzębnej oraz współrzędnej punktu styku zębów.Najpewniejszym sposobem diagnozowania przekładni, tj. określenia stanu zagrożenia awaryjnego, jest pomiar naprężeń w postawie zęba za pomocą odpowiednich tensometrów. Analiza czasowego przebiegu naprężeń pozwala na drodze analitycznej określić zarówno chwilowe wartości sił,

WSTEP

jak też współrzędne styku zębów, co umożliwia wyliczenie zmian wartości wszystkich współczynników bezpieczeństwa. Najczęściej można by ograniczyć się do analizy zmian naprężeń w podstawie zęba, mających bezpośredni wpływ na wartość współczynnika X₂.

Niestety, w praktyce znane są tylko bardzo nieliczne przypadki przystosowania przez konstruktorów lub wykonawców kół zębatych do pomiarów tensometrycznych. Obecnie istnieją duże możliwości bezprzewodowego przesyłania sygnałów, jak też bezprzewodowego zasilania mostków tensometrycznych.

W rozdziale 6 podręcznika [1]oraz w rozdziale 3 podręcznika [2]przedstawiono schematy układów pomiarowych przystosowanych do potrzeb badań przekładni zębatych.

W przypadku gdy nie istnieją możliwości prowadzenia tego typu pomiarów, badania stanu technicznego przekładni prowadzi się najczęściej metodami wibroakustycznymi. Metody te spełniają dobrze swoje zadania, pod warunkiem że na podstawie bardzo licznych eksperymentów na drodze statystycznej określono:

- 1) optymalne symptomy wibroakustyczne,
- 2) ich krytyczne wartości.

W przekładniach dużych mocy najczęściej brak jest możliwości prowadzenia tego typu badań, chociażby ze względu na jednostkowe wykonanie przekładni i potrzebę określenia wartości krytycznych zanim nastąpi awaria nawet jednego egzemplarza. Pozostaje więc droga analiz teoretycznych, komputerowe symulowanie zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni, teoretyczne poszukiwanie optymalnych symptomów nie tyle zużycia powierzchni zębów, ile głównie wzrostu sił międzyzębnych i obniżenia wartości omawianych poprzednio współczynników bezpieczeństwa.

W niniejszym opracowaniu przedstawiono:

- I metodę komputerowej symulacji drgań przekładni o zębach skośnych,
- II ogólną metodę diagnozowania przekładni dużych mocy różnych typów, opartą na wynikach obliczeń wytrzymałościowych zawartych w projekcie przekładni oraz na wynikach pomiarów wybranych symptomów drganiowych. Metoda ta jest efektem komputerowej symulacji zużycia różnych typów przekładni, w tym także przekładni o zębach skośnych.

I. METODA KOMPUTEROWEJ SYMULACJI ORGAN Przekladni o zębach skośnych

A. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI

Podstawą analizy komputerowej zjawisk towarzyszących zużywaniu się zębów jest model dynamiczny przekładni o zębach skośnych rozszerzony o możliwość sukcesywnej zmiany zarysu zębów wg dowolnie przyjętej hipotezy zużycia wywołanego długotrwałą pracą pod obciążeniem dynamicznym.

Model dynamiczny przekładni o zębach skośnych oparty jest na modelu przekładni o zębach prostych, szczegółowo opisany w pozycji [1]i wykorzystany w [5]. W przypadku kół o zębach prostych model jest płaski, jak to przedstawiono na rys. 1.



- Rys. 1. Sposób modelowania odchyłek cyklicznych, a) ujemna wartość odchyłki podziałki, b) dodatnia wartość odchyłki podziałki
- Fig. 1. The manner of modeling of cyclic deviations a) negative value of pitch deviation, b) positive value of pitch deviation

W przypadku kół o zębach skośnych przedstawionych w perspektywie na rys. 2 z uwagi na skośne położenie zęba względem osi walca wynikają m.in. następujące charakterystyczne cechy:



- Rys. 2 Widok koła o zębach śrubowych z zaznaczoną płaszczyzną przyporu
- Fig. 2 The view of a helical gear with a marked plane of a tooth contact

 Płaszczyzna przyporu (identyczna z płaszczyzną zazębienia w kołach walcowych o zębach prostych) przecina bok zęba skośnie od stopy zęba do jego głowy. Ten skośny ślad przylegania przemieszcza się podczas ruchu kół w kierunku osi walca.

2. Przy odpowiednio dużej szerokości koła płaszczyzna zazębienia przecina równocześnie kilka zębów, ale nie na całej ich długości, natomiast w zazębieniu nie pozostaje jedna para zębów, lecz kilka fragmentów sąsiednich zębów.

3. W przypadku gdy wskaźnik przyporu czołowego lub poskokowego jest liczbą całkowitą, sumaryczna długość linii styku między zębami w czasie pracy kół jest stała, co jednak nie oznacza stałej wartości sztywności zębów. W ogólnym przypadku, gdy wskaźniki przyporu nie są liczbami całkowitymi, sumaryczna długość linii styku jest zmienna. Jednak zmiany sumarycznej długości odbywają się płynnie, w przeciwieństwie do kół o zębach prostych, gdzie długość linii styku zmienia się skokowo w chwili przejścia z zazębienia jednoparowego na zazębienia dwuparowe.

4. W przypadku gdy suma wskaźników przyporu czołowego i poskokowego jest liczbą całkowitą, w zazębieniu pozostaje stała liczba zębów, ale sumaryczna długość styku ulega na ogół zmianie.



- Rys. 3. Długość linii styku w funkcji wskaźników geometrycznych i kąta obrotu
- Fig. 3. The length of the contact line as a function of geometric factors and an angular displacement of gears

Na rys. 4 przedstawiono przestrzenny model przekładni walcowej o zębach skośnych. Składa się on z kilkunastu tarcz analogicznych do modelu kół o zębach prostych (rys.l) odpowiednio względem siebie przemieszczonych. Ten model spełnia cytowane wyżej warunki dotyczące liczby zębów w zazębieniu i długości linii styku.



Rys. 4. Model przekładni walcowej o zębach skośnych Fig. 4. The model of a halical gear

Problem obliczania sztywności zazębienia śrubowego nie został dotychczas w pełni rozwiązany. Olbrzymie trudności obliczeniowe związane z przestrzennym stanem naprężeń w skomplikowanym kształcie zęba śrubowego skłaniają do przyjmowania uproszczonych modeli dających tylko przybliżone rozwiązania, ale wystarczająco dokładne dla celów diagnostycznych.

Szczegóły dotyczące prób oceny zmian sztywności zazębienia i spowodowanych przez nie wzajemnych przemieszczeń kół można znaleźć w [1]. Między innymi cytowana jest tam praca japońska, której zasadnicze rezultaty przedstawiono na rys. 5



- Rys. 5. Wpływ wartości wskaźnika przyporu poskokowego na zredukowaną wartość wzajemnego przemieszczenia kół
- Fig. 5. The influence of the overlap ratio value on the reduced value of the mutual displacement of gears



- Rys. 6. Wpływ wskaźnika przyporu poskokowego na wartość współczynnika sił dynamicznych K, dla różnych prędkości obrotowych kół: linia 1/ dla głównego rezonansu f // e=1, pozostałe linie dla stanów podrezonansowych przy g =1
- Fig. 6. The influence of the overlap ratio on the value of the dynamic load factor K for various rotational speeds of gears: line i for the main resonance f /f =1, the next lines for the subresonance state with Z= 1

Z rysunku 5wynika,że w miarę wzrostu wartości wskaźnika przyporu poskokowego maleje amplituda wahań położenia kół, w przypadku przekroczenia wartości ξ_A =l wahania całkowicie ustają.

Pierwszy wniosek nie budzi zastrzeżeń, jest bowiem zgodny z dotychczasowym stanem wiedzy i rezultatem rozważań dotyczących geometrii zazębienia. Natomiast drugi wniosek jest niezgodny z danymi empirycznymi przedstawionymi na rys. 6.



- Fig. 7. The changes of the mesh rigidity of the cylindrical gears with helical teeth as a function of the tooth position and the overlap ratio for the transverse contact ratio \mathcal{E}_{d} =1

Z rysunku 6 wyraźnie wynika, że w warunkach doświadczalnych wzrost wskaźnika przyporu poskokowego ponad liczbę całkowitą 1 wywołuje ponowny wzrost sił dynamicznych. Wobec stałej wartości odchyłek wykonawczych ten wzrost tłumaczy się wahaniami sztywności występującymi przy ułamkowych wartościach wskaźnika przyporu. Wyraźnie widać, że zbliżanie się do liczby całkowitej 2 wywołuje zmniejszenie zjawisk dynamicznych.



- Rys. 8. Zmiany sztywności zazębienia kół walcowych w przypadku gdy sztywność jednej pary zębów zmienia się parabolicznie w funkcji położenia kół i wskaźnika przyporu poskokowego; ξ_d=1,4, z₁≠z₂
- Fig. 8. The changes of the mesh rigidity of the cylindrical gears in the case when the rigidity of a tooth pair varies like a parabola as a function of the tooth position and the overlap ratio; $\mathcal{E}_d=1,4$, $z_1\neq z_2$

W rzeczywistości w badaniach doświadczalnych rozpoczynano pomiar przy wskaźniku ξ_{β} =2, a następnie przez skracanie długości walca uzębionego przechodzono kolejno przez wartości pośrednie do liczby ξ_{β} =1. Dalsze obniżanie wskaźnika przyporu poniżej 1 wywoływało efekty analogiczne do przedstawionych na rys. 5. Dalsze informacje o sposobach modelowania kół o zębach skośnych można znaleźć w pracy [1].

Na rys. 7 przedstawiono w odpowiednio dobranej skali (w celu wykorzystania powierzchni rysunku) wahania sztywności podparcia bryły na rys. 4, a tym samym wahania sztywności zębów skośnych dla przypadku \mathcal{E}_{λ} =1. Tylko dla Fr(\mathcal{E}_{β})=1,0, tj. dla całkowitej wartości poskokowego stopnia zazębienia sztywność na całym odcinku zazębienia pozostaje bez zmiany. W innych przypadkach sztywność ulega wahaniom, co oczywiście, wywołuje zjawiska dynamiczne.

Na rys. 8 przedstawiono analogiczne zmiany dla przypadku gdy $\xi_{\rm d}$ =1,4.



Rys. 9. Amplituda wahań sztywności zazębienia c/c, wskaźni-ków przyporu; $\xi_{j}=1$ dla różnych założeń sztywności jednej pary zębów

Fig. 9. The oscillation amplitude of the mesh rigidity c /c is a function of the contact ratio, E = 1 for various min assumptions of rigidity changes of a tooth pair

Na rys. 9 przedstawiono względne zmiany sztywności dla różnych funkcji sztywności jednej pary zębów (f₁, f₂, f₃ [l]). Wynika z niego przebieg podobny do rys. 5 z wyjątkiem odcinka pomiędzy \mathcal{E}_{A} =1...2.

Dalsze szczegóły dotyczące zmian sztywności zazębienia można znaleźć w [1].

W stosunku do kół o zębach prostych równanie ruchu różni się zasadniczo tym, że bryła podparta jest licznymi sprężynami, stąd równanie (2) w pracy [5]przyjmie postać

$$a = \frac{d^2 y}{d\chi^2} = 1 - 2\gamma \frac{dy}{d\chi} - \frac{1}{\epsilon_{\beta} t} \sum_{i=1}^{t \epsilon_{\beta}} (c_{1i}u' + c_{2i}u'')$$

gdzie:

r - czas. - przyśpieszenie drgań bryły, a φ - współczynnik tłumienia (w tablicach podana jest wartość 2Ψ), - sztywność pierwszej pary zębów w tarczy i, C,i c₂i – sztywność drugiej pary zębów w tarczy i, ^ui,, - ugięcie sprężyny w tarczy i, - ugięcie drugiej sprężyny w tarczy i, u. przy czym ugięcia wylicza się znając przemieszczenie bryły oraz zużycie powierzchni zęba w omawianej tarczy, stąd u. z v-h.

k=20	t=10	Ê _a =1,4	€ _b =1,0	h=0,3	2¥=0,15
Nr	σ _a	P _{max}	la _{min} l	b	
1	2	3	4	5	5
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39	0,064 0,062 0,124 0,162 0,205 0,266 0,343 0,434 0,539 0,661 0,817 1,019 1,248 0,994 1,169 1,121 0,982 0,994 1,169 1,121 0,982 0,944 0,920 0,905 0,905 0,905 0,905 0,905 0,905 0,905 0,905 0,905 1,024 1,029 1,208 1,209 1,208 1,209 1,208 1,209 1,208 1,209 1,208 1,023 0,955 0,918 0,938 1,035 1,228 1,041 1,050 1,036 0,919 0,886 0,881	0,949 0,929 1,006 1,053 1,105 1,177 1,269 1,378 1,506 1,646 1,839 2,144 2,619 2,562 2,788 2,489 2,129 2,019 2,002 1,995 2,002 1,995 2,002 1,995 2,002 1,995 2,002 1,995 2,025 2,086 2,203 2,288 2,682 2,574 2,328 2,111 1,993 1,950 1,972 2,148 2,459 2,560 2,598 2,266 2,002 1,907 1,940	0,096 0,092 0,191 0,253 0,317 0,418 0,541 0,675 0,821 1,008 1,243 1,592 2,057 2,154 2,233 1,895 1,472 1,429 1,435 1,455 1,455 1,455 1,455 1,455 1,455 1,455 1,440 1,654 2,112 2,047 1,811 1,578 1,438 1,578 1,438 1,676 1,943 2,126 1,940 1,654 1,348 1,325 1,382	0,110 0,210 0,303 0,393 0,561 0,639 0,710 0,776 0,835 0,890 0,944 1,022 1,67 1,353 1,502 1,654 1,808 1,962 2,114 2,267 2,423 2,566 2,640 2,535 3,535 3,535 3,5352	

B. WYNIKI OBLICZEŃ PARAMETRÓW DRGAŃ

Tablica 1

cd. tablicy 1

1	2	3	4	5
40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50	0,886 0,876 0,898 0,978 0,970 1,016 1,019 0,997 0,961 0,933 0,942	1,988 2,021 2,081 2,108 2,177 2,304 2,125 2,034 1,965 1,923 1,956	1,487 1,380 1,419 1,452 1,470 1,689 1,557 1,481 1,426 1,396 1,396 1,447	3,676 3,826 3,978 4,095 4,095 4,095 4,095 4,095 4,095 4,095 4,095 4,095

Wyniki tablicy l

Tablica 1 dotyczy przekładni o \mathcal{E}_{b} =1 pracującej w okolicy głównego rezonansu. Pomimo tego w pierwszym wierszu wykryto maksymalną siłę międzyzębną P_{dyn}= K_{dyn} = K_v = 0,949 przy nominalnym obciążeniu P_{stat} = 1. Ten zaskakujący wynik P_{dyn} <1 pochodzi stąd, że jednocześnie pracuje t=10 tarcz odpowiednio obwodowo przemieszczonych i średnio w zazębieniu jest \mathcal{E}_{a} + \mathcal{E}_{b} = 2,4 zęby, przy czym nigdy nie występuje jedna para zębów w zazębieniu. Oczywiście, w przypadku wystąpienia dodatkowych odchyłek wykonawczych mogą wystąpić chwile pracy jednej pary zębów.

Znane dotychczas metody wyliczania sił dynamicznych za pomocą współczynnika K_{dyn} = K_y mają budowę następującą

$$K_v = 1 + F (C_1, C_2...)$$

z której wynika, że K, nie przyjmuje wartości poniżej l.

W drugiej części pracy opisującej praktyczne sposoby diagnozowania ta sprawa będzie ponownie poruszona. Interesujące jest, że siły P_{dyn} nie rosną monotonicznie wraz ze wzrostem zużycia zęba (b), nie rosną także symptomy zużycia wyrażone w tablicy jako określone funkcje przyśpieszenia drgań. Pomiędzy wartością P_{dyn}= P_{max} a symptomami drganiowymi wyliczono następujące korelacje:

w zakresie 1 ÷ 25 $P_{max} = K_{dyn} = 0,912 \cdot e^{0,887} \sigma_a$ R= 0,992 w zakresie 1 ÷ 50 P_{max} K_{dyn} 0,915 . e^{0,866 σ}a R= 0,983 w zakresie nie przytaczanym w tablicy 1 ÷ 74 $P_{max} = K_{dyn} = 0,911 \cdot e^{0,862} \sigma_a$ R = 0.968podobnie przyjmując za podstawę obliczeń /a_{min}/ = a otrzymano w zakresie 1 ÷ 50 $P_{max} = K_{dyn} = 0,818 + 0,849a$ R = 0,993a w zakresie 1 ÷ 74 $P_{max} = K_{dyn} = 0,808 + 0,850a$ R= 0,986 Szczegółowe omówienie wyników podano w drugiej części pracy. Chwilowe wartości przyśpieszenia drgań w poz. 50 tablicy 1 były następujące 0 429

1,170	1,072	1,042	0,770	0,770	U,070	0,020
0,136	-0,211	-0,662	-1,068	-1,335	-1,447	-1,368
-1,115	-0,753	-0,315	0,116	0,512	0,787	

Wśród tych wielkości znajduje się wartość ekstremalna ~1,447, która podana jest w tablicy w poz. 50.

Rozwijając w szereg Fouriera otrzymuje się

°1	°2	°3	C ₄	°5	°6	°7	°8
1,284	0,178	0,040	0,040	0,026	0,003	0,025	0,018

k=20	t=5	E _a =1,4	€ _b =1,0	h=0,3	2 \$ =0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b	
1	2	3	4	5	
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 9 20 21 22 23 24 25 26 27 28 30 31 32 33 34 35 36 37 8 9 40 41 42 43 44	0,064 0,063 0,125 0,265 0,265 0,343 0,433 0,538 0,660 0,816 1,017 1,245 0,970 1,177 1,110 0,973 0,935 0,912 0,898 0,892 0,892 0,904 1,030 1,090 1,205 1,189 1,090 1,205 1,189 1,094 1,001 0,939 0,909 0,934 1,001 0,939 0,909 0,934 1,010 0,977 1,062 1,010 0,880 0,880 0,880 0,880 0,880 0,915 0,944	0,949 0,930 1,006 1,054 1,107 1,180 1,273 1,372 1,495 1,641 1,845 2,137 2,577 2,496 2,804 2,465 2,112 2,020 2,003 1,997 2,040 2,106 2,200 2,005 2,662 2,300 2,095 1,993 1,963 1,959 2,162 2,460 2,572 2,223 1,959 2,162 2,460 2,572 2,223 1,959 2,162 2,460 2,572 2,223 1,959 2,162 2,460 2,572 2,223 1,995 2,003 2,005 2,005 2,005 2,005 2,959 2,162 2,460 2,572 2,223 1,999 1,985 2,003 2,077 2,052 2,143	0,085 0,096 0,184 0,248 0,320 0,411 0,532 0,664 0,805 0,975 1,223 1,600 2,051 2,095 2,178 1,900 1,430 1,407 1,412 1,431 1,407 1,412 1,430 1,407 1,412 1,570 1,661 2,133 1,988 1,740 1,531 1,395 1,365 1,415 1,666 1,928 2,024 1,891 1,554 1,320 1,322 1,400 1,322 1,400 1,394 1,406 1,464	0,110 0,210 0,303 0,393 0,479 0,561 0,639 0,710 0,776 0,836 0,891 0,945 1,026 1,174 1,359 1,506 1,658 1,813 1,966 2,118 2,272 2,428 2,570 2,631 2,632 3,984 4,089 4,089	

cd.tablicy 2

1	2	3	4	5
45 46 47 48 49 50	0,999 1,018 0,992 0,951 0,934 0,958	2,277 2,091 2,068 2,021 1,971 1,994	1,668 1,497 1,484 1,441 1,407 1,440	4,089 4,089 4,089 4,089 4,089 4,089 4,089

Wyniki tablicy 2

Tablica 2 różni się tylko liczbą tarcz t≠5 imitujących przekładnię o zębach skośnych, ale wyniki obliczeń nie są rażąco inne, natomiast czas obliczeń obniża się do 50%. Tak więc pewne wstępne obliczenia mogą być prowadzone przy t≠5. Ten problem omówiony będzie dodatkowo w następnych częściach opracowania. Tutaj warto tylko odnotować następujące różnice maksymalnych sił i symptomów, np. w pozycji 15 w tablicy 1 jest: $\sigma_a = 1,169$ Pmax=2,788 |amin|=2,233 2,804 2.178 a w tablicy 2 jest: 1,177 0,993 stosunek 0,994 0,975 Chwilowe wartości przyśpieszenia drgań w poz. 50 tablicy 2 były następujące

0,827	0,924	0,970	1,014	1,061	1,110	1,155
-1,440	-1,422	-1,248	-0,853	-0,370	0,112	0,457
	0,693	-0,334	-0,099	-0,520	-0,985	-1,279

Wśród tych wielkości znajduje się wartość ekstremalna 1,440 podana w tablicy 2 w poz. 50.

Rozwijając w szereg Fouriera otrzymuje się

с ₁	°2	°3	C4	°5	с ₆	°7	c ₈
1,299	0,223	0,068	0,033	0,026	0,022	0,026	0,015

k=20	t=5	Êa=1,4	€ _b =1,0	h=0,6 2Ŷ=0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	þ
1	2	3	4	5
$ \begin{array}{c} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \\ 13 \\ 14 \\ 15 \\ 16 \\ 17 \\ 18 \\ 19 \\ 20 \\ 21 \\ 22 \\ 23 \\ 24 \\ 25 \\ 26 \\ 27 \\ 28 \\ 29 \\ 30 \\ 31 \\ 32 \\ 33 \\ 34 \\ 35 \\ 36 \\ 37 \\ 38 \\ 39 \\ 40 \\ 41 \\ 42 \\ 43 \\ 44 \end{array} $	0,014 0,075 0,104 0,153 0,215 0,287 0,371 0,471 0,590 0,739 0,954 1,171 1,123 1,020 1,025 1,024 1,027 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,066 1,163 1,105 1,066 1,163 1,058 1,066 1,163 1,058 1,066 1,163 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,075 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,024 1,025 1,025 1,024 1,025 1,025 1,024 1,025 1,025 1,024 1,025 1,025 1,024 1,025 1,025 1,024 1,025	0,865 0,964 1,015 1,083 1,164 1,255 1,374 1,511 1,670 1,856 2,113 2,504 2,735 2,280 2,401 2,416 2,152 2,080 2,122 2,158 2,522 2,401 2,416 2,152 2,080 2,122 2,158 2,522 2,489 2,456 2,410 2,416 2,152 2,489 2,456 2,410 2,416 2,522 2,489 2,456 2,410 2,416 2,523 2,410 2,416 2,523 2,451 2,488 2,523 2,451 2,488 2,523 2,451 2,488 2,523 2,451 2,488 2,316 2,378 2,317 2,269 2,203 2,114 2,110 2,071 2,142 2,143	0,016 0,115 0,179 0.267 0,369 0,480 0,609 0,775 0,969 1,205 1,464 1,960 2,239 1,658 1,793 1,875 1,830 1,525 1,440 1,525 1,440 1,525 1,440 1,525 1,440 1,525 1,915 1,915 1,914 1,956 1,885 1,980 1,992 2,311 1,652 2,017 1,954 1,902 1,916 1,807 1,954 1,902 1,916 1,807 1,580 1,581 1,610 1,614 1,614 1,658 1,723	0,104 0,201 0,296 0,387 0,473 0,554 0,628 0,693 0,748 0,790 0,812 0,853 1,017 1,175 1,333 1,492 1,636 1,749 1,872 1,988 2,076 2,075 2,855 2,855 2,855 2,855 2,855 2,855 2,855 2,855 2,855

cd. tablicy 3

-1	2	3	-4	5	
45	0,933	2,266	1,786	2,855	
46	1,104	2,626	2,240	2,855	
47	1,175	2,848	2,419	2,935	
48	0,918	2,369	1,844	3,023	
49	1,046	2,540	2,052	3,114	
50	1,013	2,480	2,009	3,196	

<u>Wyniki tablicy 3</u>

Tablica 3 różni się od tablicy 2 krokiem czasowym h=0,6, tj. wyznacza drgania w okolicy 1/2 rezonansu. Interesujące jest, że zużycie b nie rośnie monotonicznie, lecz w pewnych przedziałach czasu, np. od poz. 21 do poz. 29 oraz od poz. 36 do poz. 46 pozostaje na stałym poziomie w pierwszej tarczy w chwili rozpoczęcia dwuparowego zazębienia.

Pomimo tego, że początkowo przekładnia pracuje w okolicy 1/2 głównego rezonansu, po znacznym zużyciu, np. w pozycji 50, przebieg wartości chwilowych przyśpieszenia ma taki charakter, jak w głównym rezonansie:

0,238	0,300	0,351	0,614	0,715	0,516	0,112
-0,533	-1,149	-1,826	-2,009	-1,611	-0,740	0,161
0,914	1,194	1,091	0,997	0,912	0,833	

Rozwijając w szereg Fouriera otrzymuje się:

 c_1 c_2 c_3 c_4 c_5 c_6 c_7 c_8 1,111 0,822 0,152 0,106 0,037 0,039 0,016 0,030 Korelacja pomiędzy P_{max} a symptomami drganiowymi jest bardzo wysoka i tak w przedziale 1 $\frac{1}{2}$ 25 $P_{max}=0,839 + 1,495$ σ R=0,992

w przedziale 1 ÷ 25 $P_{dyn}=0,839 + 1,495 \sigma$ R=0,992 $P_{dyn}=0,944 \cdot e^{0,941 \cdot a}$ R=0,990 podobnie w przedziale 1 ÷ 50 $P_{dyn}=0,947 \cdot e^{0,916 \cdot a}$ R=0,986 $P_{dyn}=0,821 + 1,55 \sigma_a$ R=0,983

bardzo zblížone wartości otrzymuje się dla korelacji liniowej.

k=40	t=5	ε _a =1,4	€ _b =1,0	h=0,6	2° =0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b	
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35	0,030 0,073 0,080 0,103 0,135 0,175 0,223 0,282 0,353 0,440 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 0,546 1,077 1,140 1,077 1,005 1,042 0,995 0,980 1,006 1,015 0,991 1,023 1,033 1,009 0,975 0,947 1,016 1,083 1,210 1,514 1,514 1,514 1,514 1,514 1,514	0,877 0,980 1,005 1,046 1,105 1,171 1,246 1,333 1,435 1,555 1,694 1,858 2,160 2,782 2,600 2,574 2,471 2,432 2,438 2,493 2,485 2,485 2,609 2,748 2,485 2,609 2,748 2,612 2,568 2,733 2,661 2,780 3,667 3,929 3,723 3,719 3,773	0,035 0,155 0,194 0,245 0,304 0,384 0,475 0,581 0,706 0,853 1,026 1,241 1,526 2,178 1,974 1,943 1,896 1,943 1,974 1,943 1,896 1,935 1,989 1,935 1,989 1,996 2,067 2,259 2,259 2,259 2,259 2,259 2,051 2,019 2,222 2,176 2,057 2,199 3,279 3,279 3,279 3,279 3,279 3,279	0,103 0,199 0,295 0,390 0,482 0,571 0,656 0,736 0,809 0,875 0,932 0,978 1,006 1,080 1,234 1,384 1,529 1,661 1,765 -"- " " " " " " " " " " " " " " " " "	

Wyniki tablicy 4

W tablicy zastosowano k=40 kroków przy h=0,6, to daje pracę w okolicy 1/4 głównego rezonansu, a więc w okolicy 10 m/s prędkości obwodowej kół. Także i w tym przypadku obserwuje się brak monotonicznego zużycia w pierwszej tarczy, ale bardzo dobrą korelację pomiędzy maksymalną siłą P_{max} a symptomami szczególnie w pierwszych 13 krokach, kiedy siły osiągają już najczęściej niedopuszczalne przez konstruktora wielkości. Współczynnik korelacji pomiędzy P_{max} i przyśpieszeniem ekstremalnym wynosi R=0,999, dla związku liniowego pomiędzy P_{max} oraz odchyleniem standardowym R=0,994.

Tablica 5

k=60	t=5	£ _a =1,4	€ _b =1,0	$h=0, 6 2 \varphi = 0, 3$
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	b
1 10 20 28 31 34 35 39 45 50 55 60 65 70 80	0,011 0,191 0,659 0,985 1,207 1,200 1,228 1,126 1,120 1,179 1,420 1,422 1,422 1,195	0,879 1,300 2,021 2,598 2,389 3,151 3,300 3,641 3,181 2,683 2,889 4,007 4,525 4,842 3,219	0,018 0,560 1,418 2,082 1,862 2,724 2,684 3,044 2,610 2,264 2,497 3,414 4,136 4,247 2,502	0,105 0,938 1,796 2,518 4 2,570 2,979 3,854 4,151 4,367 5,043 6,224

Wahania przyśpieszenia drgań w poz. 50

1,309	1,025	0,216	-0,163	-0,022	0,301	_0,427	0,262
-0,250	-0,712	-1,019	-0,976	-1,278	-1,631	-1,706	-1,288
-0,309	0,766	1,447	1,209	1,010	0,843	0,704	0,588
0,489	-0,011	-0,910	-1,773	-2,162	-1,893	-0,999	0,210
1,211	1,257	1,050	0,877	0,732	0,612	0,437	-0,734
-1,892	-2,264	-1,662	-0,496	0,758	1,348	1,126	0,940
0,786	0,656	0,548	-0,448	-1,728	-2,171	-1,613	-0,259
1,133	1,205	1,007	0,841				

0,329	-0,017	0,572	1,539	1,286	1,074	0,897	0,749	
0,626	0,523	0,437	0,365	0,267	-0,734	-2,159	-2,559	
-2,533	-2,284	-1,528	0,186	1,731	1,597	1,334	1,114	
0,931	0,777	0,649	0,542	0,453	0,378	0,148	-1,643	
-2,237	-1,592	-0,992	-0,429	-0,018	0,342	0,410	0,658	
0,607	0,444	-0,228	-1,046	-0,734	-0,172	-0,044	-0,397	
-0,831	-1,181	-1,166	-0,657	0,130	1,342	1,127	0,941	
0,786	0,657	0,548	-0,435					

Wyniki tablicy 5

Badania prowadzono przy prędkości bliskiej 1/5 głównego rezonansu, a więc przy prędkości obwodowej ok. 8 m/s. Tablica zawiera tylko wybrane wartości, już w 28 wierszu pojawia się pierwsze ekstremum siły dynamicznej P_{dyn}=2,598, przypuszczalnie jest to granica wytrzymałości zazębienia, ale jak widać, siła nie rośnie monotonicznie z czasem, lecz pulsuje podobnie jak w innych przykładach obliczeniowych.

W pozycji 50, gdzie siła osiąga ponownie lokalne minimum, przyśpieszenia drgań wykazuje następujące harmoniczne

°1	°2	°3	C ₄	°5	^с 6	^C 7	°8
0,128	0,229	0,501	0,892	0,921	0,387	0,155	0,092

Współczynniki korelacji pomiędzy siłą dynamiczną a symptomami drganiowymi osiągają następujące wartości: W pierwszym okresie zużycia, poz. 1 – 25:

K _d =	Pdvn	Ħ	0,97198 + 1,565	σa	R=	0,994
K _d =	Pdvn	Ξ	$1,034 e^{0,965 \sigma}$ a		R=	0,9714
ĸ₫≖	Pdvn	=	0,8417 + 0,8357	amin	R =	0,9988

W większym przedziale obejmującym także siły, które przypuszczalnie przekraczają dopuszczalne wartości, tj. w poz. 1 – 50:

 $K_d = P_{dyn} = 1,030 e^{0,958} \sigma_a$ R= 0,984 $K_d = P_{dyn} = 0,782 + 0,908 a_{min}$ R= 0,997

W dalszych przedziałach współczynniki korelacji kształtują się następująco:

W.	prz	edz	ial	8 l	-	60
----	-----	-----	-----	-----	---	----

 $K_d = P_{dyn} = 0,7355 + 0,936 a_{min}$

 $K_{d} = P_{dyn} = 1,037 e^{0,936} \sigma_{a}$ R = 0,9838 $K_d = P_{dvn} = 0,779 + 0,905 a_{min}$ R= 0,996 w przedziale 1 - 75 $K_{d} = P_{dyn} = 1,004 e^{1,002} \sigma_{a}$ R = 0,982 $K_d = P_{dyn} = 0,634 + 2,34 \sigma a$ $K_d = P_{dyn} = 1,109 e^{0,375} a_{min}$ R = 0,9347

R = 0,9819R = 0,997

We wszystkich przedziałach najwyższe współczynniki korelacji uzyskuje się dla związku siły dynamicznej z ekstremalnym (a_{min}) przyspieszeniem. Charakterystyczne jest też częste powtarzanie się liniowej korelacji zamiast korelacji wykładniczej, sprawa ta będzie jeszcze omawiana w dalszych rozdziałach.

Wyniki tablicy 6

Tablica 6 zawiera takie same założenia obliczeniowe dotyczące parametrów pracy przekładni, jak tablica 2, ale dla sprawdzenia metody rachunkowej (wpływu prędkości zużycia) zastosowano 5 razy mniejszy mnożnik zużycia, co wyraźnie widać w poz.l dotyczącej nowej przekładni. Pierwsze ekstremum siły pojawiło się w poz. 55 i wynosiło 2,287, następne dopiero w poz. 100, ale wyraźne objawy nadchodzącego zniszczenia przekładni posiadającej nawet wysoką wartość współczynnika bezpieczeństwa dopiero po pozycji 330.

Pewną pomocą w zrozumieniu zachodzących zjawisk jest analiza przyśpieszenia drgań zarówno co do bezwzględnych wartości podanych w tablicy 6, jak też wielkości amplitud poszczególnych harmonicznych. Rozwijając w szereg Fouriera otrzymano: w poz. 75

C1 C2 Cz CA C 5 C₆ C7 CR 1,163 0,283 0,187 0,056 0,057 0,027 0.324 0,031 w poz. 150 °6 c8 C1 C2 C3 CA с₅ C7 0.601 1.030 0,506 0,175 0,050 0,024 0,037 0.017

T	а	b	1	1	С	а	6
			_	_	_		

k = 20	t=5	E a=1,4	ξ _b =1,0	h=0,6 2 ℓ =	0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b	
1 2 10 11 20 21 30 31 40 41 50 51 55 60 61 70 71 75 80 85 90 95 100 104 105 110 120 130 140 141 145 150	0,014 0,020 0,090 0,102 0,226 0,243 0,424 0,448 0,750 0,804 1,027 1,023 1,002 0,966 0,960 0,913 0,894 0,912 1,016 1,020 1,028 1,016 1,020 1,028 1,017 1,006 0,992 0,927 0,815 0,841 0,982 0,950	0,865 0,880 0,987 1,004 1,182 1,205 1,452 1,484 1,897 2,282 2,284 2,287 2,254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,2254 2,205 2,197 2,277 2,145 2,203 2,188 2,353 2,3266 2,352 2,3066 2,352 2,297 2,125 2,204	0,016 0,029 0,157 0,176 0,389 0,417 0,716 0,756 1,215 1,269 1,686 1,671 1,662 1,678 1,671 1,633 1,628 1,671 1,633 1,628 1,558 1,578 1,595 1,595 1,595 1,595 1,595 1,595 1,759 1,760 1,817 1,714 1,564 1,573 1,531 1,495	0,021 0,041 0,202 0,221 0,386 0,404 0,546 0,560 0,671 0,680 0,907 0,939 1,066 1,222 1,253 1,512 1,512 1,512	
Wahan	ia przyspie	szenia drga	ań w poz. 75	5	
0,290 -0 0,872 0 1,087 0	,461 -0,95 ,305 -0,70 ,994 0,90	8 -1,003 5 -1,478 8 0,830	-0,482 0, -1,558 -1,	181 0,680 075 -0,059	0,969 1,063
Wahan	ia przyspie	szenia drga	ań w poz. 15	0	
0,968 0 0,702 0 1,046 1	,885 0,30 ,678 0,16 ,105 1.01	4 -0,730 1 -0,595 0 0,923	-1,324 -1, -1,251 -1,	414 -0,774 495 -1,061	0,110 0,016

k=20	t=5	8 _a =1,4	€ _b =1,0	h=0,6 2 P =0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	ъ
151 160 170 177 178 180 190 200 206 210 220 230 240 247 250 260 262 270 280 290 300 310 320 330 340 347 348 349 350	0,941 0,910 0,860 0,975 0,998 1,040 0,885 0,779 0,841 0,796 0,803 0,836 0,915 1,101 1,028 0,984 0,943 1,017 1,028 0,984 0,943 1,017 1,091 1,167 1,240 1,312 1,382 1,460 1,540 1,540 1,666 1,933 2,294	2,099 2,056 2,037 2,391 2,509 2,540 2,495 2,273 1,983 1,767 1,752 1,786 1,832 2,193 2,658 2,457 2,658 2,457 2,658 2,457 2,096 2,283 2,467 2,827 3,001 3,183 3,387 3,736 4,596 6,196	1,476 1,530 1,496 1,829 2,024 2,131 1,989 1,750 1,370 1,167 1,208 1,282 1,335 1,730 2,183 1,986 1,986 1,986 1,986 1,986 1,986 1,367 1,637 1,841 2,037 2,226 2,451 2,672 2,904 3,177 3,593 4,564 5,933	2,442 " " " " 2,447 2,478 2,697 2,918 3,008 " " " " " " " " " " " " " " " " " "

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 200

-0,084	-0,023	0,330	0,710	0,847	0,620	0,218	-0,325
-0,956	-1,600	-1,750	-1,336	-0,596	0,153	0,749	1,093
1,041	0,952	0,767	0,159				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 250

0,640	0,849	1,018	0,934	0,852	0,751	0,290	-0,639
-1,471	-2,172	-2,183	-1,499	-0,478	0,475	1,078	1,137
1,001	0,648	0,338	0,116				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 300

-1,640 -2,037 -1,999 -1,512 -0,781 0,007 0,671	-1,259
1,206 1,103 1,008 0,921	1,121

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 350

1,118	1,022	0,934	0,854	0,780	0,713	0,652	0,596
0,544	0,497	0,455	0,415	-2,307	-5,350	-5,933	
0,981	1,935	1,768	1,616				

oraz w poz. 350

°1	°2	°3	C4	°5	°6	°7	^C 8
1,992	1,839	1,360	0,780	0,337	0,080	0,155	0,184

Przekładnia pracuje w okresie T= k.h=20. 0,6=12, tj. w pobliżu 1/2 głównego rezonansu, potwierdzają to wahania przyspieszenia jeszcze w poz. 75 i 150, ale już w poz. 250 widać wyraźnie jedno wychylenie na jeden okres zazębienia.

Wyniki tablicy 7

Tablica 7 zawiera takie same założenia obliczeniowe dotyczące przekładni, jak tablica 2 i 6, ale dla sprawdzenia metody rachunkowej zwiększono liczbę tarcz do t=10 przy małym zużyciu jednostkowym, jak w tablicy 6, co ujawnia się w poz. l.

Przekładnia pracuje przy prędkości odpowiadającej 1/2 głównego rezonansu, co uwydatnia się jeszcze w poz. 75, dla której podano wahania przyspieszenia drgań. Po rozwinięciu w szereg Fouriera otrzymano dla poz. 75

cl	°2	°3	C4	°5	°6	c7	c ⁸
0,327	1,179	0,288	0,186	0,052	0,053	0,022	0,029

Analizując związki pomiędzy P_{dyn} a symptomami zużycia otrzymano po poz. 75

K _d =	0,8637	+	1,392 ^o a	R =	0,998
Kd≖	0,8626	+	0,8227 a _{min}	R =	0,999

Obydwa symptomy σ_a | a_{min} |najlepiej charakteryzują siłę dynamiczną przy korelacji liniowej. Z tego względu nie podawano dalszych prób korelowania.

Tablica 7

k=20	t=10	€ _a =1,4	€ _b =1,0	h=0,6	2φ=0,15
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	b	
1 2 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 76 77	0,008 0,016 0,037 0,089 0,151 0,224 0,313 0,421 0,554 0,749 1,069 1,035 1,009 0,975 0,938 0,921 0,924 0,965 1,012	0,867 0,881 0,917 0,987 1,077 1,182 1,304 1,449 1,621 1,839 2,407 2,278 2,276 2,247 2,177 2,225 2,217 2,214 2,284	0,009 0,026 0,072 0,164 0,267 0,379 0,525 0,702 0,915 1,199 1,903 1,716 1,651 1,678 1,618 1,645 1,619 1,673 1,653	0,021 0,041 0,103 0,202 0,297 0,386 0,470 0,546 0,613 0,669 0,746 0,905 1,063 1,220 1,372 1,510 1,603	
Wahania	przyspiesz	enia drgań (w poz. l (n	owa przekła	adnia)
0,018 0, 0,0014 0, 0,009 0,	005 0,007 005 0,012 002 0,012	-0,008 - -0,001 0,001	0,001 -0,01	09 0,005 08 0,002	0,001 -0,004
wanania		enta organ i	w µoz. 75		
0,310 -0, 0,873 0, 1,091 0,	463 -0,963 332 -0,684 997 0,912	-1,038 -1 -1,480 -1 0,833	0,549 0,12 1,619 -1,12	36 0,664 38 -0,108	0,972 1,013

k=20	.t=5	Ê.a=1,4	E., =1,0	h=0,6 2¥=0,15
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	b
1 2 10 20 30 40 50 60 70 75 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 215 220 230 240 250 260 270 280 290 300 310 320 330 340 350 360	0,014 0,014 0,024 0,047 0,073 0,102 0,134 0,169 0,207 0,228 0,250 0,296 0,348 0,405 0,469 0,541 0,622 0,751 1,017 1,017 1,019 0,999 1,004 0,993 0,972 0,965 0,959 0,949 0,965 1,001 1,002 0,993 0,994 1,017 1,010 1,000 1,000 1,006	0,865 0,865 0,989 0,924 0,964 1,007 1,053 1,103 1,157 1,186 1,216 1,280 1,350 1,426 1,510 1,602 1,703 1,832 2,272 2,273 2,270 2,222 2,273 2,230 2,222 2,211 2,183 2,181 2,188 2,181 2,188 2,181 2,188 2,181 2,188 2,181 2,188 2,181 2,188 2,181 2,188 2,187 2,226 2,226 2,226 2,226 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207 2,207	0,016 0,017 0,041 0,084 0,131 0,236 0,296 0,361 0,395 0,431 0,509 0,594 0,594 0,687 0,790 0,905 1,032 1,032 1,032 1,032 1,032 1,634 1,654 1,654 1,654 1,659 1,614 1,575 1,583 1,583 1,583 1,584 1,583 1,584 1,583 1,584 1,583 1,584 1,583 1,584 1,583 1,584 1,583 1,584 1,583 1,584 1,584 1,585 1,588 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,589 1,659 1,726	0,005 0,010 0,052 0,103 0,153 0,202 0,250 0,297 0,342 0,364 0,386 0,428 0,468 0,428 0,468 0,506 0,543 0,576 0,608 0,636 0,636 0,678 0,752 0,825 0,902 0,902 0,980 1,059 1,059 1,059 1,059 1,059 1,098 1,137 1,214 1,287 1,354 1,414 1,452 1
р 700	owiększono	4-krotnie p	rędkość zuży	2 735
390 392 395 397	0,987 1,116 0,965 0,948	2,548 2,785 2,497 2,458	2,133 2,045 2,350 1,974 1,933	2,785 2,868 2,929 2,975

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 75 tablicy

0,289	0,334	0,225	0,011	-0,191	-0,361	-0,395	-0,284
-0,029	0,137	0,230	0,214	0,112	-0,065	-0,220	-0,287
-0,220	-0,115	0,024	0,139				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 387 tablicy

-0,262	0,497	0,989	1,013	0,926	0,846	0,696	-0,138
-1,105	-2,021	-2,194	-1,441	-0,267	0,775	1,171	1,070
0,978	0,894	0,352	-0,469				

Siły w tarczach w poz. 387 tablicy

nr tarczy	1	2	3	4	5	
nr kroku						
1	0,459	0,922	1,051	1,140	1,170	
2	0,398	0,789	0,868	0,915	0,929	
3	0.317	0.626	0,678	0,700	0,703	
4	0.058	0.229	0.211	0.204	0.204	
5	0.000	0.052	0,000	0.000	0,174	}
6	0,000	0.139	0.092	0.078	0.217	
7	0,185	0.414	0.411	0.410	0.379	- 1
8	0.501	0.841	0.855	0.854	0.734	
9	1,073	1,249	1,383	0.619	1.309	- I
10	1.728	1,970	2,126	1.045	1,861	
11	2,105	2,348	2,458	1.333	2,122	
12	1,883	2.076	2,152	1,251	1.944	- 1
13	1,277	1,399	0.630	1,209	1.395	
14	0.616	0.679	0.327	0.685	0.746	
15	0,000	0,000	0,000	0.191	0.153	- 1
16	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
17	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
10	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
10	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
17	0,000	0,000	0,107	0,062	0,000	- [
20	0,490	0,236	0,601	0,606	0,602	

Wyniki tablicy 8

Tablica 8 zawiera takie same założenia obliczeniowe dotyczące przekładni zębatej, jak tablica 2 i 6, ale dla dalszego sprawdzania metody rachunkowej wprowadzono jeszcze mniejsze zużycie w każdym kroku, tj. wynoszące 1/20 zużycia w tablicy 2 i 1/4 zużycia w tablicy 6. W poz. 75, w której występują małe siły dynamiczne, nie przekraczające 20% siły statycznej, wahania przyspieszenia wykazują dwie fale, co uwydatnia się także w rozwinięciu w szereg

^C1 ^C2 ^C3 ^C4 ^C5 ^C6 ^C7 ^C8 0,056 0,305 0,043 0,186 0,052 0,053 0,022 0,029 Nieco inny przebieg mają wahania przyspieszenia w poz. 387, kiedy ponownie zwiększono prędkość zużycia

°1	°2	°3	C ₄	°5	^с 6	C7	°8
0,852	1,155	0,195	0,280	0,121	0,040	0,028	0,024

Tablica 8 zawiera także wykaz sił w poz. 387 występujących w poszczególnych tarczach (1...5), tj. na szerokości koła zębatego, w różnych fazach zazębienia (krokach od 1...20). Jak wynika z tablicy, maksymalna siła wystąpiła w tarczy nr 3 w 11 kroku obliczeniowym, wynosiła ona P_{max} =2,458, podczas gdy w krokach 16 do 18 żadna tarcza nie pracowała z powodu wystąpienia luzu między zębami, co uwydatnia się także dodatnimi wartościami przyspieszenia drgań w poz. 387.

Korelacja pomiędzy siłą dynamiczną P_{dyn} a symptomami zużycia dla zakresu o 1 do 200 wynosi

 $K_d = P_{dyn} = 0,865 + 1,359 \sigma_a$ R= 0,999 $K_d = P_{dyn} = 0,852 + 0,839 |a_{min}|$ R= 0,999

W tym przypadku otrzymano liniowe zależności dla obu symptomów, przy czym współczynnik korelacji jest bardzo wysoki. Różnice pomiędzy wartościami wyliczonymi z tych wzorów a wartościami zawartymi w tablicach nie przekraczają 2%.

Korelacja dla dalszego zakresu zużycia, tj. 1 - 397 wynosi odpowiednio

 $K_d = P_{dyn} = 0,926 e^{0,918}$ R= 0,987 $K_d = P_{dyn} = 0,855 + 0,839 |_{a_{min}}$ R= 0,997

Ograniczając się do zakresu bardzo wolnego zużywania zębów, tj. w zakresie 1 – 360, korelacja wynosiła
K _d =P _{dvn}	=	0,865	+	1,369	σa	R=	0,993
K _d =P _{dyn}	H	0,849	+	0,847	a _{min}	R=	0,996

Tak więc powiększenie kroku zużywania wywołało istotne zmiany charakteru optymalnej funkcji, jak też wartości współczynnika korelacji. W rzeczywistości krok zużywania się zębów jest wielokrotnie mniejszy od przyjętego w obliczeniach. Pierwsze wyraźne ekstremum siły międzyzębnej występuje dopiero po milionie zazębień, a nie jak to wynika z tablicy 8, po 180 zazębieniach. Wynika z tego, że wierne otworzenie prędkości zużywania się zębów w symulacji komputerowej jest zupełnie nierealne, ale przyjęte wartości zużycia są dopuszczalne.

Rozwijając w szereg drgania w poz. 75 otrzymuje się

°1	°2	°3	°4	°5	°6	°7	с ₈
0,056	0,305	0,043	0,011	0,017	0,006	0,001	0,004
Natomiast	w poz.	387 otr:	zymuje	się			

°1	°2	°3	C ₄	°5	°6	°7	с ₈
0,832	1,155	0,195	0,280	0,121	0,040	0,028	0,024

Tablica 9

k=20	t=5	8 _a =1,4	€ _b =1,0	h=0,6 2 ¥=0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1	2	3	4	5
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15	0,014 0,064 0,094 0,146 0,214 0,298 0,405 0,542 0,720 1,000 1,175 1,173 1,033 1,005 0,996	0,865 0,957 1,014 1,090 1,178 1,298 1,445 1,623 1,834 2,188 2,661 2,746 2,310 2,323 2,302	0,016 0,109 0,180 0,278 0,391 0,524 0,704 0,925 1,193 1,584 2,040 2,278 1,749 1,779 1,779 1,719	0,087 0,164 0,238 0,307 0,368 0,421 0,464 0,496 0,518 0,530 0,567 0,821 1,009 1,204 1,372

1	2	3	4	5
16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33	1,026 1,063 1,161 1,147 1,131 1,151 1,165 1,188 1,166 0,859 1,044 1,045 0,923 0,887 0,929 1,153 1,214 1,130	2,414 2,497 2,653 2,489 2,444 2,575 2,810 2,692 2,688 1,974 2,277 2,432 2,168 2,227 2,390 2,749 2,596 2,466	1,875 1,974 2,138 1,946 1,879 1,996 2,301 2,228 2,240 1,438 1,822 1,922 1,670 1,633 1,917 2,184 2,104 1,968	1,498 1,523 "" " " " " " " " " 1,540 1,695 1,765 1,908 2,053 2,165 2,207 "" "
	zmniejszo	no 2-krotnie	prędkość zu	życia
34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 9 60 61 62 63	1,072 1,059 1,041 1,032 0,999 1,001 0,997 1,003 1,055 1,021 1,063 1,035 1,027 0,952 0,916 0,907 0,875 0,905 0,907 0,875 0,905 0,997 1,030 0,988 0,944 0,916 0,899 0,884 0,888 0,884 0,879 0,874 0,874 0,869	2,313 2,337 2,408 2,426 2,477 2,551 2,387 2,605 2,605 2,480 2,552 2,505 2,482 2,322 2,225 2,177 2,327 2,331 2,230 2,162 2,101 2,035 2,012 2,080 2,113 2,099 2,065 2,017 1,965	1,783 1,818 1,946 2,018 1,997 2,159 1,994 2,195 2,313 2,054 2,079 2,034 2,031 1,860 1,759 1,706 1,782 1,691 1,798 1,628 1,673 1,615 1,570 1,624 1,624 1,629 1,579 1,579	2,207 "" " " " " " " " " " " " " " " " " "

1	2	3	4	5
64 65 66 67 68 69 70 75 80 85 90 91 92 93 94 95 94 95 96 97 98 99 100	0,873 0,878 0,886 0,907 0,956 1,035 1,137 1,046 1,128 1,227 1,340 1,364 1,452 1,601 1,893 2,369 1,818 1,657 1,859 2,171 2,030	1,948 1,993 2,037 2,102 2,242 2,460 2,680 2,018 2,244 2,471 2,704 2,753 3,001 3,465 4,481 6,044 4,721 4,128 4,990 5,858 5,529	1,542 1,507 1,568 1,678 1,848 2,012 2,286 1,587 1,746 2,019 2,296 2,355 2,705 3,297 4,341 6,172 4,789 4,007 4,894 5,637 5,388	2,549 " " 2,558 2,576 2,579 " " " " " " " "

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 60

1,058	0,967	0,861	0,480	-0,110	-0,813	-1,417	-1,694
-1,339	-1,053	-0,675	-0,366	-0,300	-0,325	-0,329	-0,126
0,249	0,771	1,048	0,960				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 96

1,143 0,702 -2,708	1,318 0,642	1,205 0,587	1,101 0,536	1,006 0,490	0,920 0,448	0,841 0,409	0,768 0,374
-2,700	-4,707	-4,247	-1,091				

Dotychczasowe badania wpływu zużycia zębów na symptomy drganiowe prowadzone były przy założeniu, że zużycie jest proporcjonalne do nacisków jednostkowych (Hertza). Niektórzy autorzy prac z dziedziny trybologii podają, że zużycie jest proporcjonalne do siły, tj. do kwadratu nacisków jednostkowych. W tablicy 9 przyjęto te same dane, co w tablicy 3, tj. pracę w okolicy 1/2 rezonansu, ale zużycie przyjęto jako proporcjonalne do kwadratu nacisków Hertza, w ten sposób założono, że zużycie zależne jest od pierwszej potęgi siły, ale także od krzywizny zębów. Jak wynika z pierwszej pozycji tablicy 13, zużycie w pierwszym kroku, gdy siły dynamiczne są małe, wynosi b=0,087, podczas gdy w tablicy 3 przyjęto w pierwszym kroku b=0,104, co wynika nie tylko z przyjęcia innej hipotezy, lecz także innego mnożnika.

W 18 wierszu, gdy siła osiągnęła po raz pierwszy lokalne ekstremum optymalne, korelacja przedstawiała się następująco:

 $K_d = P_{dyn} = 0,845 + 1,494 \sigma_a$ R = 0,995 $K_d = P_{dyn} = 0,854 + 0,840 |a_{min}|$ R = 0,999Po 50 wierszach otrzymano $K_d = P_{dyn} = 0,952 e^{0,897} \sigma_a$ R = 0,988 $K_d = P_{dyn} = 0,831 + 1,539 \sigma_a$ R = 0,984 $K_d = P_{dyn} = 0,835 + 0,817 |a_{min}|$ R = 0,995

Jak widać, zmiana funkcji korelacyjnej z wykładniczej na liniową tylko bardzo mało zmniejszyła współczynnik korelacji z R= 0,988 na R= 0,984.

Po 70 wierszach, kiedy siły od dłuższego czasu utrzymują się na wysokim poziomie, otrzymano następujące funkcje korelacyjne

 $K_d = P_d = 0,944 e^{0,897 \sigma_a}$ R= 0,985 $K_d = P_d = 0,971 e^{0,470 |a_{min}|}$ R= 0,989

Po 100 wierszach, kiedy siły znacznie przekraczają wartości graniczne, otrzymano

Ka=Pa	H	0,993	e ^{0,81}	4 σ _a	R=	0,975
K _d =P _d	H	0,753	+ 0,8	58 a _{min}	R =	0,996

Ten ostatni wzór dobrze oddaje duże wartości sił, bo np. w wierszu 1 jest 0,865, a nie jakby to wynikało z powyższego wzoru, 0,753 ÷ 0,858 • 0,016 = 0,767. Ta sprawa poruszana będzie jeszcze w dalszych rozdziałach. Przyspieszenie drgań rozwinięte w szereg przedstawia się następująco: w poz. 60

°1	°2	°3	C ₄	°5	°6	°7	^C 8
1,117	0,429	0,215	0,052	0,030	0,028	0,026	0,026
a w poz.	96, gdy	siły	znacznie	przekracz	zają war:	tości kry	tyczn e
c ₁	°2	°3	C ₄	°5	°6	°7	с ₈
1,595	1,397	1,053	0,669	0,323	0,075	0,097	0,132

Tablica 10

k=20	t=5	€ _a =1,4	ξ _b =1,4	h=0,6 29=0,15
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	Ъ
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29	0,033 0,029 0,034 0,048 0,066 0,088 0,114 0,143 0,176 0,215 0,2259 0,309 0,367 0,433 0,509 0,367 0,597 0,712 0,876 1,059 1,066 1,125 1,036 1,025 1,026 1,025 0,987 0,987 0,978	0,922 0,928 0,927 0,941 0,969 1,004 1,089 1,140 1,195 1,256 1,324 1,398 1,479 1,584 1,705 1,868 2,085 2,273 2,797 2,575 2,427 2,426 2,379 2,385 2,333 2,410	0,062 0,063 0,086 0,117 0,148 0,191 0,241 0,296 0,357 0,425 0,501 0,585 0,678 0,781 0,895 1,020 1,201 1,492 1,660 2,033 1,910 1,736 1,742 1,652 1,610 1,710 1,659 1,601 1,713	0,041 0,081 0,119 0,157 0,194 0,229 0,263 0,296 0,327 0,356 0,384 0,409 0,434 0,456 0,477 0,497 0,515 0,533 0,556 0,625 0,735 0,828 0,923 1,010 1,089 1,156 1,200 1,233 1,247

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 25

-1,198	-1,268	-0,700	0,193	0,996	0,993	0,903	0,556
0 115	0 000	1 570	1 (10	1 01/	0.074		
-0,115	-0,702	-1,570	-1,6IU	~1,016	-0,036	1,033	1,091
0 997	0 912	0 927	0 074				
0,777	0,712	0,027	-0,074				

Wyniki przedstawione w tablicy 10 dotyczą przekładni o powiększonym wskaźniku przyporu poskokowego \mathcal{E}_{b} =1,4, pracującej w okolicy 1/2 głównego rezonansu, przy założeniu małego stopnia zużycia zależnego od kwadratu nacisków Hertza. Celowo zmniejszono krok zużycia w stosunku do tablicy 9, aby uzyskać większą płynność wyników. W pierwszym wierszu odnotowano po przejściu zazębienia b=0,041, tj. ok 1/2 zużycia w tablicy 9.

Po 19 krokach otrzymano następujące funkcje korelacyjne

K _d =P _d	l)	0,893	+	1,346	or a	R=	0,999
K _d ≠P _d	Ξ	0,845	+	0,840	amin	R=	0,999

Z obliczeń wynika, że przyjęcie kwadratowej funkcji zużycia nie wnosi istotnych zmian korelacji pomiędzy maksymalnymi siłami a symptomami zużycia.

Rozwijając w szereg wahania przyspieszenia w poz. 25 otrzymuje się

°1	°2	°3	C ₄	°5	°6	C7	^с 8
0,307	1,286	0,093	0,278	0,099	0,066	0,027	0,050

Wyniki tablicy ll

W tablicy 11 przedstawiono wpływ prędkości obrotowej kół na wyniki obliczeń zjawisk dynamicznych dla nowej przekładni, której charakterystyka podana jest w tablicy. W pierwszej kolumnie podano krok czasowy, rozpoczynając od h=0,700, tj. poniżej 1/2 głównego rezonansu. Jak widać w przypadku nowej przekładni o zębach skośnych, siły dynamiczne osiągają pierwsze ekstremum dla h=0,524 (nr 6), tj. w okolicy 1/2 głównego rezonansu, który przypada w nr 18 dla h=0,262. Po rozwinięciu w szereg Fouriera wahania przyspieszenia (32) przyjmują następujące wartości

° ₁	°2	°3	C ₄	°5	^с 6	°7	°8
0,078	0,011	0,005	0,018	0,013	0,013	0,003	0,003

Tablica 11

k=20	t=5	Ê _a =1,4	€ _b =1,4	2 Ŷ=0,15 h≖var.
Nr	h	σ _a	Pmax	a _{min}
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35	0,700 0,661 0,624 0,589 0,556 0,524 0,495 0,467 0,441 0,416 0,393 0,371 0,350 0,371 0,350 0,370 0,294 0,278 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,224 0,226 0,196 0,195 0,155 0,156 0,156 0,156 0,156 0,156 0,124 0,126 0,124 0,126 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,026 0,0000000000	0,032 0,034 0,039 0,048 0,053 0,041 0,038 0,041 0,043 0,047 0,056 0,073 0,101 0,135 0,190 0,266 0,331 0,307 0,160 0,129 0,102 0,093 0,086 0,082 0,082 0,082 0,080 0,075 0,069 0,067 0,064 0,059 0,057	0,913 0,912 0,918 0,933 0,957 0,962 0,962 0,963 0,963 0,967 0,963 0,967 0,976 0,976 1,030 1,069 1,122 1,188 1,228 1,185 1,003 0,997 1,030 1,069 1,122 1,188 1,228 1,185 1,003 0,951 0,957 0,957 0,957 0,976 0,976 0,977 0,976 0,977 0,976 0,977 0,976 0,977 0,976 0,977 0,975 0,977 0,977 0,977 0,977 0,976 0,977 0,975 0,977 0,976 0,977 0,977 0,976 0,977 0,975 0,977 0,975 0,971 0,875 0,875 0,877 0,875 0,877 0,875 0,877 0,875 0,877 0,875 0,875 0,875 0,875 0,875 0,868	0,065 0,063 0,065 0,064 0,060 0,088 0,063 0,066 0,067 0,071 0,082 0,104 0,137 0,186 0,258 0,375 0,456 0,459 0,265 0,186 0,258 0,375 0,456 0,459 0,265 0,186 0,154 0,154 0,122 0,121 0,258 0,375 0,456 0,459 0,265 0,186 0,186 0,186 0,258 0,375 0,456 0,186 0,186 0,258 0,375 0,456 0,192

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 32

-0,077 0,092	-0,091 0,077	-0,098 0,066	-0,096	0,007	-0,003	-0,007	-0,006
-0,001	-0,020	-0,032	-0,038	0,072	0,007	0,046	0,039

Tablica 12

k=20	t=5	€ _a =1,4	ε _b =1,4	h=0,6 2 ♀ =0,15
Nε	- o _a	P _{max}	a _{min}	b
1	2	3	4	5
1 5 10 20	0,033 0,046 0,107 0,268	0,922 0,923 0,996 1,215	0,062 0,089 0,180 0,436	0,029 0,141 0,279 0,542
	zwiększ	ono współcz	ynnik zużyc	ia
25 30 35 38 40 45 50 60 66 70 75 80 85 90 100 101 111 116 120 128 139 149 165 180 190 196	0,373 0,548 0,870 1,028 0,988 0,973 0,906 1,016 0,935 0,936 0,936 0,935 0,936 0,935 0,936 0,935 0,944 0,794 0,774 0,776 0,720 0,720 0,718 0,762 1,070 0,847 1,100 1,147 1,209 1,408 1,521 2,205	1,356 1,594 2,055 2,579 2,433 2,418 2,319 2,228 2,151 2,094 2,019 2,543 2,514 2,511 2,260 2,199 1,631 1,519 1,845 2,772 2,038 2,738 2,738 2,738 2,738 2,720 3,444 3,799 5,934	0,602 0,888 1,416 1,811 1,656 1,662 1,602 1,528 1,517 1,815 1,777 1,815 1,777 1,818 1,563 1,510 1,049 0,976 1,082 2,166 1,309 2,123 2,168 2,342 2,168 2,342 2,168 2,342 2,168 2,342 2,558	0,690 0,858 0,993 1,103 1,208 1,470 1,727 2,059 " " " 2,087 2,300 2,533 2,984 3,023 3,058 " " " 3,184 3,432 3,509 3,528 " "

cd. tablicy 12

1	2	3	4	5
200 205 212 215	1,725 1,698 1,591 1,571	4,322 4,402 3,845 4,034	4,267 4,203 3,834 3,803	3,607 3,731 4,060 4,227
	dalsze zwię	kszenie wsp	ółczynnika z	zużycia
220 240 245 250 265 270 271 272 273 274 280 285 290	1,451 1,135 1,067 0,848 0,714 0,662 0,895 1,004 1,581 1,934 2,055 1,923 1,359 1,120	3,869 3,055 2,853 2,599 1,906 1,733 1,500 2,454 4,637 5,584 6,036 5,399 3,239 2,357	3,758 2,422 2,267 1,822 0,988 0,774 1,229 2,282 4,333 5,222 5,577 5,075 3,093 2,131	4,814 7,216 7,793 8,358 9,404 9,905 10,382 10,382 10,466 " " 10,466 " 10,513
	zmniejszono	współczynn	ik zużycia d	io zera
291 292 293 294 295 296 297 298 299 300 301 302 303 304 305 306	0,786 0,627 0,989 0,598 0,830 0,623 0,977 0,602 0,852 0,620 0,963 0,607 0,877 0,877 0,617 0,944 0,609	1,998 2,293 2,171 2,184 1,180 2,276 2,144 2,206 2,000 2,268 2,139 2,228 2,029 2,259 2,114 2,235	1,872 1,103 1,997 0,916 1,850 1,084 1,998 0,947 1,868 1,068 1,998 0,979 1,895 1,048 1,975 0,994	10,513 = const

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 66

0,977	0,893	0,602	-0,678	-1,261	-1,319	-0,741	0,271
0,858	0,889	0,637	-0,102	-0,857	-1,296	-1,329	-0,678
0,340	1,157	1,057	0,966				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 101

0,201	0,159	0,315	0,429	0,596	0,502	0,336	0,210
-0,387	-1,176	-1,510	-1,334	-0,749	-0,065	0,466	0,861
1,085	0,992	0,907	0,751				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 111

1,096	1,002	0.915	0,712	-0,141	-0,858	-1,049	-0,645
-0,290	-0,307	-0,308	-0,358	-0,437	-0,499	-0,497	-0,207
0,245	0,934	1,059	0,968				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 165

1,161	1,061	0,970	0,886	0,810	0,736	0,388	-0,245
-0,985	-1,930	-2,342	-2,069	-1,233	-0,203	0,687	1,225
1,223	1,122	1,025	0,937	i.			

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 280 i 281

1,483	1,356	1,239	1,132	1,035	0,946	0,864	0,790
0,722	0,660	0,603	0,551	0,504	0,460	-1,642	-4,956
-5,075	-1,121	1,471	1,345				
1,634	1,493	1,365	1,247	1,140	1,042	0,870	0,795
0,727	0,664	0,607	0,555	0,507	0,463	-2,600	-4,612
-2,721	0,975	1,124					

Wyniki tablicy 12

Tablica 12 zawiera wybrane wartości dla przypadku założenia hipotezy, że zużycie jest proporcjonalne do pierwiastka z nacisków powierzchniowych (Hertza), jest to krańcowa hipoteza. Celem badań było poszukiwanie zmian w funkcjach korelacyjnych.

₩ zakresie od 1 - 64 pozycji funkcje korelacyjne przybierały następujące postacie

K _d =P _d	н	0,913	e ^{0,981}	ďa	R=	0,993
K _d =P _d	Ξ	0,916	e ^{0,586}	a _{min}	R =	0,997

W tym zakresie korelacja liniowa wykazywała nieznacznie mniejsze wartości współczynnika korelacji R.

W zakresie od 1 - 90 funkcje korelacyjne przybierały postacie $K_d = P_d = 0,911 e^{0,984 \sigma_a}$ R = 0.988 $K_d = P_d = 0,808 + 1,582 \sigma_a$ R = 0.976 $K_{d=P_{d}} = 0,923 e^{0,571} |a_{min}|$ R = 0.995 $K_{d} = P_{d} = 0,818 + 0,928 |a_{min}|$ R = 0,993W zakresie od 1 - 126 $K_{d} = 0,897 e^{1,001 \sigma_{a}}$ R = 0,970K_d= 0,926 e^{0,569} |a_{min}| R = 0,993W zakresie od 1 - 163 $K_{d} = 0,895 e^{1,009 \sigma_{a}}$ R = 0.974K_d= 0,803 + 0,927 |a_{min}| R = 0.992W zakresie od 1 - 210 $K_d = P_d = 0,947 e^{0,947} \sigma_a$ R = 0,984 $K_d = P_d = 0,877 + 0,871 |a_{min}|$ R = 0.995W zakresie od 1 - 240 $K_d = P_d = 0,945 e^{0,936 \sigma_a}$ R = 0.984K_d=P_d= 0,907 + 850 |a_{min}| R= 0,994 W zakresie od 1 - 275 $K_d = P_d = 0,951 e^{0,933 \sigma_a}$ R= 0.979 $K_d = P_d = 0,893 + 0,860 |a_{min}|$ R = 0,992W zakresie od 1 - 290 K_d= 0,957 e^{0,924} ^oa R = 0.980 $K_{d} = 0,877 + 0,865 |a_{min}|$ R= 0,991

Szczegółowe wnioski zawarte są w dalszej części opracowania. Tutaj warto zwrócić uwagę na pewne zmiany wartości K_d dla zerowej wartości symptomów, która odpowiadałaby wartościom dla bardzo małej prędkości obwodowej. Tak np. w zakresie 1-290 dla zerowych wartości symptomów otrzymuje się z pierwszego wzoru K_d= 0,957, a z wzoru drugiego K_d= 0,877. Tutaj błąd oceny wartości początkowej wynosi ok. 9%, podczas gdy w zakresie 1-64, odpowiadającym okresowi do pierwszego wyraźnego ekstremum siły międzyzębnej, wartości początkowe wynoszą odpowiednio 0,913 oraz 0,916, co daje różnicę około 0,3%. Do dalszych analiz najczęściej potrzebny jest pierwszy zakres zmian sił, np. od 1 do 64.

Tablica 13

k=80	t=5	ξ _a =1,4	ε _b =1,4	h=0,15 2 ₽ =0,15
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 11 12 13 14 15 16 17	0,031 0,065 0,070 0,086 0,115 0,148 0,188 0,236 0,236 0,236 0,365 0,365 0,365 0,450 0,554 0,685 0,882 1,108 1,143 1,100	0,921 0,970 0,977 0,988 1,027 1,084 1,149 1,225 1,312 1,415 1,536 1,684 1,865 2,130 2,493 3,024 2,532	0,073 0,130 0,160 0,178 0,213 0,283 0,363 0,454 0,562 0,686 0,832 1,007 1,220 1,521 1,938 2,389 1,969	0,122 0,233 0,344 0,454 0,561 0,665 0,766 0,864 0,958 1,049 1,138 1,226 1,316 1,409 1,522 1,721
17,1 17,2 17,3 17,4 17,5 17,6	zmniejszono 1,124 1,120 1,120 1,121 1,120 1,121	współczynni 2,677 2,635 2,646 2,644 2,644 2,644	k zużycia c 2,004 1,955 1,968 1,965 1,965 1,965 1,966	o zera const.
	ponowr	nie wprowadz	ono zużycie	
18 19 20 21 22 23 24 25 26	1,121 1,058 1,008 0,995 1,063 1,061 1,151 1,163 1,093	2,644 2,521 2,429 2,419 2,568 2,533 2,717 2,550 2,627	1,965 1,824 1,729 1,717 1,915 1,867 2,081 2,015 2,015 2,097	1,885 2,038 2,187 2,324 2,427 " "

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 15

0,203	0,435	0,653	0,851	1,024	1,121	1,102	1,077	
1,053	1,030	1,007	0,984	0,962	0,941	0,920	0,900	
0,880	0,860	0,836	0,807	0,725	0,518	0,249	-0,039	
-0,335	~0,631	-0,917	-1,183	-1,423	-1,629	-1,794	-1,914	
-1,600	-1,646	-1,650	-1,612	-1,532	-1,413	-1,258	-1,071	
-0,856	-0,619	-0,367	-0,106	0,157	0,414	0,658	0,877	
1,070	1,140	1,119	1,094	1,070	1,046	1,023	1,000	
0,978	0,956	0,935	0,914	0,893	0,874	0,854	0,835	
0,797	0,649	0,368	0,052	-0,270	-0,589	-0,894	-1,174	
-1,422	-1,628	-1,786	-1,890	-1,938	-1,927	-1,859	-1,735	

W celu sprawdzenia wpływu liczby kroków na dokładność wyliczeń przeprowadzono obliczenia przy k=80 krokach i h=0,15, tj. również w okolicy 1/2 głównego rezonansu. Zbadano korelację w zakresie od 1-26, uzyskując następujące wyniki

 $K_d = P_d = 0,851 + 1,561 \sigma_a$ R= 0,998 $K_d = P_d = 0,825 + 0,896 |a_{min}|$ R= 0,998

Natomiast w zakresie od 1-15, tj. na pierwszej części krzywej otrzymano

 $K_{d} = 0,874 + 1,452 \sigma_{a}$ R=0.99976

 $K_{d} = 0,874 + 1,452 |a_{min}|$ R=0,99982

Obie krzywe wychodzą z tego samego punktu i są bardzo wysoko skorelowane z wartościami tablicy.

Poddając wyniki drgań w poz. 15 analizie spektralnej uzyskano

°1	°2	°3	C4	°5	°6	°7	с ₈
0,295	1,409	0,188	0,421	0,282	0,078	0,082	0,082

Tablica 14

k = 4 0	t=5	Ê _a =1,4	€ _b =1,4	h=0,30 2¥=0,15
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17	0,032 0,067 0,077 0,106 0,149 0,199 0,260 0,335 0,424 0,534 0,674 0,880 1,118 1,126 1,050 1,034 1,024	0,921 0,970 0,979 1,005 1,074 1,154 1,246 1,353 1,475 1,629 1,819 2,098 2,433 3,004 2,439 2,522 2,507	0,072 0,120 0,148 0,185 0,271 0,364 0,477 0,609 0,762 0,938 1,169 1,491 1,897 2,370 1,737 1,814 1,778	0,122 0,233 0,344 0,452 0,557 0,657 0,752 0,843 0,928 1,007 1,083 1,156 1,241 1,428 1,582 1,765 1,937
17,1 17,2 17,3 17,4 17,5 17,6 17,7	zmniejszono 1,020 0,996 0,973 0,977 0,981 0,981 0,980	współczynni 2,510 2,476 2,442 2,451 2,457 2,455 2,455	k zużycia d 1,804 1,776 1,735 1,740 1,747 1,747 1,746 1,745	o zera const.
	ponowr	nie wprowadz	ono zużycie	
18 19 20 21 22 23 24 25	0,980 0,973 1,011 1,130 1,160 1,086 1,016 0,999	2,454 2,436 2,505 2,751 2,558 2,552 2,496 2,491	1,745 1,751 1,814 2,072 1,968 2,067 1,939 1,992	2,048 2,149 " " "

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 15

-0,916	-1,422	-1,731	-1,695	-1,400	-0,827	-0,152	0,516
1,017	1,068	1,024	0,979	0,935	0,894	0,843	0,536
0,198	-0,324	-0,850	-1,297	-1,606	-1,737	-1,674	-1,437
-1,000	-0,426	0,180	0,720	1,129	1,108	1,059	1,012
0,968	0,925	0,884	0,843	0,492	-0,143	-0,690	-1,135

W tablicy 14 zmniejszono liczbę kroków k=40 zwiększając odpowiednio odstęp czasu h=0,3, aby uzyskać pracę przy tej samej prędkości. W stosunku do tablicy 13 nastąpiło przesunięcie "wyskoku" wartości siły maksymalnej. W tablicy 13 wyskok nastąpił w pozycji 16, tj. po wystąpieniu zużycia b=1,522, podczas gdy w tablicy 14 analogiczny niestacjonarny wyskok wystąpił już w pozycji 14, tj. po wystąpieniu zużycia b=1,241. Oczywiście, decyduje tutaj cały obszar zużycia, a nie tylko w jednym punkcie zęba.

W zakresie 1 - 17, a więc obejmującym także wyskok, korelacja przedstawiała się następująco:

 $\begin{array}{c} K_{d} = P_{d} = \ 0,826 \ + \ 0,902 \ |a_{min}| & R = \ 0,997 \\ K_{d} = P_{d} = \ 0,847 \ + \ 1,527 \ \sigma_{a} & R = \ 0,996 \\ \forall \ zakresie \ 1 \ - \ 25 \ otrzymano \\ K_{d} = P_{d} = \ 0,942 \ e^{0,938} \ \sigma_{a} & R = \ 0,994 \\ K_{d} = P_{d} = \ 0,835 \ + \ 0,888 \ |a_{min}| & R = \ 0,996 \end{array}$

Interesująca jest wysoka korelacja pomiędzy wartością skuteczną przyspieszenia (σ_a) a wartością ekstremalną (a_{min}) wynoszącą

 $|a_{min}| = 1,768 \sigma_{a}$ R= 0,999

Świadczyłoby to, że charakter drgań ulegał małym zmianom, skoro zależność pomiędzy wartością skuteczną i ekstremalną pozostawała na praktycznie stałym poziomie.

Przeprowadzając analizę spektralną przyspieszenia drgań, w pozycji 15 uzyskano następujące wartości harmoniczne

c ₁	°2	°3	C ₄	°5	с ₆	°7	°8
0,103	1,417	0,119	0,283	0,059	0,146	0,053	0,031

Tablica 15

k=40	t=10	Ê _a =1,4	ε _b =1,4	h=0,30 2 ₽=0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1 2 3 4 5 10 11 12 13 14 15 16 17 17,1 17,2 17,3 17,4 17,5 17,6 17,7 17,8	0,021 0,075 0,088 0,123 0,170 0,591 0,764 1,022 1,107 1,182 1,005 0,980 0,979 1,038 1,020 1,019 1,006 1,001 1,002 1,003 1,003	0,918 0,965 0,995 1,057 1,131 1,737 1,962 2,331 2,851 2,808 2,374 2,374 2,377 2,575 2,523 2,468 2,453 2,462 2,462 2,462 2,462	0,042 0,137 0,179 0,258 0,352 0,992 1,260 1,681 2,158 2,134 1,679 1,655 1,711 1,873 1,873 1,873 1,873 1,873 1,782 1,782 1,783 1,785 1,784	0,121 0,231 0,339 0,446 0,548 0,984 1,057 1,132 1,259 1,460 1,615 1,791 1,963 " " " "
18 19 20 22 24 26 28 29	pomiędzy 17 1,003 1,016 1,063 1,112 1,065 1,085 0,997 0,977	i 18 zatrzy 2,462 2,476 2,495 2,490 2,655 2,659 2,472 2,463	mano zużycie 1,784 1,803 1,830 1,943 2,068 2,024 1,825 1,799	zębów 1,963 " " 2,094 2,456 2,629

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 15

-0,948	-1,366	-1,623	-1,533	-1,090	-0,620	-0,131	0,396
0,909	1,056	1,015	0,971	0,927	0,880	0,767	0,324
-0,023	-0,480	-0,947	-1,335	-1,582	-1,679	-1,600	-1,367
 -0,932	-0,429	0,143	0,700	1,075	1,109	1,060	1,014
0,969	0,927	0,886	0,822	0,360	-0,195	-0,677	-1,124

W tablicy 15 zwiększono liczbę tarcz do t=10 pozostawiając pozostałe parametry jak w poprzedniej tablicy. Pomiędzy pozycją 17 i 18 zatrzymano przez 8 okresów zazębienia zużycie na stałym poziomie w celu określenia ustabilizowanych wartości parametrów drganiowych, jak widać, już od pozycji 17,6 parametry praktycznie są ustabilizowane, ale wyraźnie inne niż w poz. 17,1. Obserwując zużycie wybranego punktu zazębienia obserwuje się przemieszczenia sił na odcinku przyporu, co powoduje brak zużycia pomiędzy poz. 18 i 24. Te przemieszczenia utrudniają analizę spektralną, która również ulega istotnym zmianom.

Analizując wartości przyspieszenia w punkcie 15 otrzymano

°1	°2	°3	C ₄	°5	°6	C7	с ₈
0,132	1,368	0,104	0,214	0,025	0,114	0,040	0,028

Wyniki tablicy 16

W tablicy 16 ponad dwukrotnie zmniejszono szybkość zużywania się powierzchni zębów w stosunku do tablicy 15, co można zauważyć po wartościach zużycia b w pierwszym i najbliższych wierszach. W obu przypadkach przyjęto, że zużycie jest proporcjonalne do nacisków powierzchniowych (Hertza).

Po 24 wierszach wyznaczono funkcje korelacyjne otrzymując

K _d =P _d =	0,883	+	1,503	a	R =	0,999
K _d =P _d =	0,847	+	0,890	a _{min}	R =	0,999

Wartość początkowa odpowiadająca pracy przy bardzo niskich prędkościach, gdy symptomy drganiowe zerują się, wynosi odpowiednio 0,883 i 0,847, co daje różnicę ok. 4%.

Podobnie wysokie współczynniki korelacji uzyskano po 47 zazębieniach.

Analizując wahania przyspieszenia drgań w poz. 45 otrzymano

°1	°2	°3	C ₄	°5	^с 6	°7	°8
0,218	1,360	0,151	0,252	0,064	0,085	0,014	0,009

Porównując wyniki tablicy 15 i tablicy 16 zauważa się większą płynność zmian. Tak np. gdy lokalne ekstremum w tablicy 15 w poz. 13 wynosiło P_{max}=2,851, to odpowiadające mu zużycie w poz. 32 tablicy 16 wywołało mniejsze ekstremum P_{max}=2,712. Ale ta mniejsza siła wywołała też mniejsze wartości symptomów, co znalazło odbicie w wartości współczynnika korelacji obu przebiegów.

lablica	-1	6
---------	----	---

k=40	t=10	Ê _a =1,4	€ _b =1,4	h=0,3 2ℓ=0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 20 22 24 26 28 29 30 31 32 33 34 35 37 39 41 43 45 47	0,021 0,028 0,031 0,039 0,051 0,062 0,075 0,088 0,102 0,117 0,133 0,151 0,169 0,189 0,210 0,233 0,258 0,284 0,241 0,343 0,413 0,494 0,591 0,731 0,837 0,984 1,074 1,030 1,004 0,978 0,970 0,973 1,012 1,062	0,918 0,913 0,916 0,934 0,954 0,973 0,993 1,015 1,038 1,062 1,088 1,115 1,144 1,175 1,208 1,242 1,279 1,318 1,403 1,497 1,614 1,753 1,931 2,088 2,226 2,541 2,712 2,448 2,451 2,462 2,370 2,354 2,372 2,435 2,437	0,042 0,060 0,074 0,095 0,120 0,146 0,171 0,198 0,226 0,255 0,285 0,315 0,347 0,380 0,414 0,449 0,485 0,522 0,613 0,728 0,859 1,014 1,241 1,404 1,624 1,861 2,034 1,753 1,752 1,720 1,664 1,686 1,703 1,764 1,773	0,040 0,079 0,118 0,157 0,196 0,234 0,272 0,309 0,346 0,383 0,419 0,455 0,491 0,526 0,561 0,595 0,629 0,662 0,728 0,792 0,856 0,920 0,984 1,018 1,054 1,02 1,169 1,228 1,290 1,352 1,471 1,583 1,687 1,769 1,794

0,741	0,230	-0,344	-0,893	-1,180	-1,413	-1,454	-1,351	
-0,984	-0,592	-0,144	0,285	0,666	0,893	1,012	0,976	
0,933	0,888	0,805	0,518	0,000	-0,537	-1,037	-1,439	
-1,686	-1,764	-1,642	-1,353	-1,024	-0,489	0,136	0,719	
1,155	1,128	1,078	1,031	0,985	0,942	0,901	0,861	

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 45

Tablica 17

k = 40	t =10	Ê _a =1,4	€ _b =1,4	h=0,3 24 =var
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	2, 4
0 1 2 3 4 5 6 10 15 20 25 30 35 40 45 50	1,007 1,004 1,000 0,993 0,985 0,985 0,985 0,952 0,889 0,766 0,683 0,659 0,637 0,618 0,599 0,581	2,260 2,256 2,254 2,255 2,253 2,250 2,247 2,211 2,123 1,964 1,869 1,842 1,818 1,797 1,777 1,777	1,643 1,639 1,625 1,621 1,614 1,606 1,598 1,551 1,460 1,224 1,105 1,071 1,042 1,015 0,992 0,970	0,150 0,152 0,154 0,156 0,158 0,160 0,162 0,170 0,180 0,190 0,200 0,210 0,220 0,220 0,220 0,220 0,220 0,220

Po uzyskaniu ustabilizowanych wartości przy końcu tablicy 16 wprowadzono stałe zużycie, a sukcesywnie zmieniano współczynik tłumienia w celu wykrycia jego wpływu przy znacznym, ale ustabilizowanym zużyciu zęba. Wyniki przedstawiono w tablicy 17.

Także i w tym przypadku występuje dobra korelacja pomiędzy maksymalną siłą P_{may} a symptomami drganiowymi.

Dla wartości podanych w tablicy otrzymano

$$K_d = P_d = 1,242 e^{0,599 \sigma_a}$$
 R= 0,9996
 $K_d = P_d = 1,783(|a_{min}|)^{0,494}$ R= 0,9995

Równie bardzo wysokie współczynniki korelacji otrzymuje się dla regresji liniowej

$$K_d = P_d = 1,049 + 1,21 \sigma_a$$
 R= 0,9996

oraz

$$K_d = P_d = 1,034 + 0,7527 |a_{min}|$$
 R= 0,9994

co jest istotne ze względu na dalsze rozważania nad praktyczną stroną wykorzystania uzyskanych wyników.

Tablica 18

k=40	t=10	\mathcal{E}_{a} =1,4	Eb=1,4	h=0,1 2Ψ-0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12	0,664 0,664 0,643 0,529 0,404 0,394 0,398 0,350 0,293 0,281 0,281 0,259	1,763 1,846 1,714 1,502 1,460 1,495 1,433 1,329 1,297 1,302 1,268 1,215	1,158 1,264 1,151 0,892 0,809 0,855 0,806 0,684 0,635 0,645 0,617 0,557	1,923 2,040 2,163 2,284 2,395 2,501 2,609 2,717 2,820 2,921 3,023 3,125

Wyniki tablicy 18

W tablicy 18 przyjęto zużycie z poprzednich tablic (16), o tych samych parametrach zazębienia, ale wysoką prędkość obwodową, przekraczającą ok. 1,5 razy prędkość głównego rezonansu. Pomimo znacznego zużycia powierzchni zębów, wywołującego w tablicy 16 znaczne siły dynamiczne (2,4 w poz. 47), przy podwyższonej prędkości siły dynamiczne malały, mimo dalszego zużywania się powierzchni. Zużycie bezwzględne rosło nadal, ale kształt stawał się coraz korzystniejszy przy danej prędkości i dlatego już w poz. 12 siły dynamiczne były małe i miały tendencję dalszego spadku.

Tablica 19

k=40	t=10	Ê _a =1,4	€ _b =1,4	h=0,1 2, ℓ=0,15
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1	2	3	4	5
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21	0,204 0,092 0,097 0,183 0,154 0,098 0,087 0,134 0,138 0,115 0,108 0,127 0,133 0,125 0,121 0,129 0,134 0,102 0,129 0,133 0,135	1,028 0,961 1,007 1,026 0,949 0,996 1,048 1,028 0,996 1,013 1,027 1,029 1,016 1,022 1,022 1,028 1,028 1,022 1,022 1,024 1,027 1,025	0,277 0,207- 0,199 0,335 0,281 0,205 0,236 0,309 0,296 0,258 0,278 0,313 0,310 0,295 0,313 0,310 0,295 0,304 0,320 0,320 0,315 0,319 0,326 0,327	0,114 0,222 0,317 0,417 0,526 0,632 0,732 0,835 0,941 1,046 1,149 1,252 1,357 1,461 1,564 1,667 1,771 1,874 1,977 2,080 2,183
	5-krotne o	bniżenie wsp	ółczynnika zu	iżyc ia
22 23 24 25 26 27 28	0,134 0,182 0,173 0,139 0,148 0,163 0,155	1,021 1,085 1,075 1,024 1,032 1,059 1,050	0,325 0,416 0,418 0,353 0,358 0,358 0,392 0,385	2,204 2,225 2,247 2,268 2,289 2,310 2,331

cd.tablicy 19

1	2	3	4	5
29	0,146	1,034	0,365	2,352
30	0,151	1,040	0,370	2,373
31	0,154	1,047	0,379	2,395
32	0,150	1,042	0,374	2,416
33	0,148	1,037	0,368	2,437
34	0,149	1,039	0,370	2,458
35	0,150	1,040	0,372	2,479
36	0,148	1,038	0,369	2,500
37	0,147	1,036	0,367	2,521

Wahania przyspieszenia w pozycji 22

-0,179
-0,051
0,042
-0,103
-0,325

Wahania przyspieszenia w pozycji 37

,232
,071
,063
,059
,287
1 1

Wyniki tablicy 19

W tablicy 19 przedstawiono wyniki obliczeń dla przekładni nowej, rozpoczynającej pracę przy zerowym zużyciu, ale pracującej przy kroku czasowym h=0,1, co przy k=40 krokach daje okres zazębienia T=k.h = 4, który jest niższy od okresu głównego rezonansu, wynoszącego ok. T_o = 5,3, tak więc prędkość odwodowa jest tylko o 32% wyższa od prędkości głównego rezonansu. Analiza spektralna wahań przyspieszenia w poz. 22 ma następującą postać

°1	°2	°3	C ₄	°5	^с 6	°7	с ₈
0,183	0,011	0,024	0,009	0,012	0,007	0,008	0,004
Nato	miast ana	aliza sp	ektralna	poz. 37	ma posta	ać	
°1	°2	°3	C ₄	°5	°6	°7	с _в
0,201	0,011	0,023	0,018	0,006	0,013	0,007	0,003

Jak wynika z tablicy 19, mimo znacznego zużycia powierzchni zębów przekraczającego dwukrotnie ugięcie statyczne zęba pod nominalnym obciążeniem P=1, maksymalne wartości sił dynamicznych nie przekraczają nawet o 10% obciążenia statycznego i jak wynika z tablicy, np. z wiersza 22 i 23, reagują silnie na nagłą zmianę sposobu zużycia.

C. WPŁYW SZTYWNOŚCI ZAZĘBIENIA NA WYNIKI SYMULACJI KOMPUTEROWEJ

Sposoby określenia sztywności zazębienia i jej zmian na odcinku przyporu przedstawiono szczegółowo w [1]oraz [5]. Sztywność zazębienia zmienia się na odcinku przyporu i zależy od parametrów zazębienia. Do obliczeń dynamicznych wprowadzono wartość unormowaną, tj. wartość sztywności podzieloną przez średnią na odcinku przyporu. Stąd wahania sztywności odbywały się około liczby 1.

Rys. 10 przedstawia szczególny przypadek zmiany sztywności dla $z_1 = z_2 = 25$ w funkcji współczynnika przesunięcia zarysu $x = x_1 = x_2$.

-60-



Rys. 10. Sztywność zazębienia c na odcinku przyporu w funkcji współczynnika przesunięcia zarysu x₁ = x₂ = x dla kół z₁ = z₂ = 25

Fig. 10. The mesh rigidity c on the path of contact as a function of an addendum modification coefficient $x_1 = x_2 \times for$ gears $z_1 = z_2 = 25$

Jak wynika z rysunku, sztywność zmienia się parabolicznie od wartości ok. 10 N/mm, zm. do wartości zależnej wyraźnie od wielkości współczynnika przesunięcia zarysu nawet do 18 N/mm/zm.

Na rys. ll przedstawiono zmiany sztywności dla $z_1 = 25$ zębów w funkcji liczby zębów z_2 w kole współpracującym, a na rys. l2 – sztywność zębów dla korelacji P-0 przy założeniu $z_1 = 25$ i $z_2 = 50$.

W dalszej części przedstawiono wyniki symulacji cyfrowej dla przypadku przyjęcia stałej wartości sztywności na odcinku przyporu. Jest to wartość unormowana c=1. Jeżeli jakościowe wyniki okażą się takie same, jak w przypadku rzeczywistych zmian sztywności, to w obliczeniach pilotujących można posłużyć się takim uproszczeniem rachunków.



Rys. ll. Sztywność zazębienia c na odcinku przyporu w funkcji liczby zębów koła współpracującego dla pary kół z₁ = 25

Fig. 11. The mesh rigidity c on the path of contact as a function of a number of teeth of the mating wheel for the gear pair z₁ = 25

Jak wynika z załączonych tablic, pomimo znacznego uproszczenia rachunków przez wprowadzenie stałej sztywności na odcinku przyporu, wnioski diagnostyczne nie ulegają istotnym zmianom. Ułatwi to znacznie przygotowanie programu, ponieważ nie zachodzi potrzeba wyliczania zmian sztywności zazębienia na odcinku przyporu.

Wyniki tablicy 20

Parametry tablicy 20 różnią się tym od parametrów tablicy 2, że przyjęto stałą sztywność zazębienia na odcinku przyporu oraz w celu zwiększenia dokładności – mniejszy krok zużycia. Widać to wyraźnie w 1 wierszu tablicy 20. Zmiana sztywności zazębienia spowodowała mniejszą wartość siły dynamicznej dla nowej przekładni P_{max} =0,767 w tablicy 20 oraz P_{max} =0,949 w tablicy 2, odpowiednio do tego zmniejszyły się symptomy drganiowe.



- Rys. 12. Sztywność zazębienia c na odcinku przyporu w funkcji współczynnika przesunięcia zarysu x₁ = -x₂ dla pary kół z₁ = 25, z₂ = 50
- Fig. 12. The mesh rigidity c on the path of contact as a function of an addendum modification coefficient $x_1 = -x_2$ for the gear pair $z_1 = 25$, $z_2 = 50$

W tablicy nie umieszczono dalszych wyników, z których wynika między innymi:

a) po wierszu 51 zatrzymano zużycie w celu sprawdzenia wartości ustalonych. Uzyskano następujące ustabilizowane parametry:

 $\sigma_{a} = 0,953$, $P_{max} = 1,832$ oraz $|a_{min}| = 1,439$ przy b= 2,920,

 b) po wierszu 52 uruchomiono ponownie zużycie zęba, ale przyjęto warunki pracy przy prędkości ponadrezonansowej, otrzymując
 po 15 krokach praktycznie ustabilizowane wartości:

 $\sigma_{a} = 0,132$, $P_{max} = 1,005$ oraz $|a_{min}| = 0,277$

k=20	t=5	$\mathcal{E}_{a}=1,4$ $\mathcal{E}_{b}=1,0$	h=0,3	c=l=const 2 ¥ =0,1
Nr	σ _a	fmax	a _{min}	b
1	2	3	4	5
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 9 40 41 42	0,060 0,071 0,117 0,146 0,171 0,204 0,248 0,297 0,349 0,404 0,463 0,528 0,528 0,599 0,678 0,766 0,873 0,984 1,125 1,328 1,102 1,173 1,080 1,053 1,066 1,056 1,040 1,036 1,040 1,036 1,040 1,262 1,223 1,127 1,040	0,767 0,791 0,847 0,960 1,012 1,070 1,131 1,261 1,332 1,414 1,508 1,611 1,744 1,924 2,158 2,401 2,331 2,318 2,018 1,984 2,043 2,102 2,102 2,123 2,064 2,004 2,007 2,011 1,951 1,898 1,846 1,803 1,777 1,809 1,971 2,362 2,317 2,185 2,030	0,075 0,098 0,174 0,235 0,278 0,327 0,385 0,448 0,512 0,584 0,672 0,584 0,672 0,767 0,869 0,984 1,134 1,300 1,538 1,858 2,237 2,255 2,089 1,645 1,742 1,805 1,645 1,742 1,805 1,618 1,325 1,618 1,365 1,613 2,002 2,146 2,065 1,871 1,643	0,088 0,167 0,241 0,313 0,382 0,449 0,512 0,570 0,622 0,669 0,708 0,708 0,739 0,757 """""""""""""""""""""""""""""""""""

1	2	3	4	5
43	0,992	1,940	1,496	2,821
44	0,970	1,902	1,442	
45	0,958	1,907	1,434	
46	0,965	1,949	1,509	
47	1,003	1,996	1,617	
48	1,044	2,058	1,675	
49	1,112	2,030	1,768	
50	1,153	2,114	1,852	

Funkcje korelacyjne pomiędzy siłą dynamiczną a symptomami drganiowymi przedstawiają się następująco:

po 33 pozycji tablicy

 $K_{d} = P_{max} = 0,790 e^{0,917 \sigma_{a}}$ R= 0,994

oraz praktycznie z tą samą dokładnością

 $K_{d} = P_{max} = 0,670 + 1,324 \sigma_{a}$ R= 0,994

 $K_d = P_{max} = 0,735 + 0,762 |a_{min}|$ R= 0,997

Przyspieszenie drgań w poz. 45 przyjmowało wartości 1,040 0,994 0,950 0,878 0,541 0,113 -0,325 -0,789 -0,976 -1,266 -1,424 -1,434 -1,172 -0,786 -0,302 0,314 0,805 1,059 1,046 1,000

co po rozwinięciu w szereg Fouriera daje

c1 c2 c3 c4 c5 c6 c7 c8
1,296 0,223 0,113 0,012 0,033 0,013 0,017 0,018
Wyznaczając funkcje korelacyjne dla poz. od 1 do 51 otrzymano
Kd=Pmax = 0,797 e^{0,895 o}a R= 0,993

K_d=P_{max}= 0,743 + 0,762 |a_{min}| R= 0,996

oraz tylko nieznacznie mniejszy współczynnik korelacji dla zależności liniowej

$$K_d = P_{max} = 0,671 + 1,304 \sigma_a$$
 R= 0,992

Badano jeszcze zmiany przyspieszenia drgań w innych pozycjach tablicy uzyskując zawsze drgania w głównym rezonansie.

Tablica 21

k=20	t=5	$\mathcal{E}_{a}=1,4$ $\mathcal{E}_{b}=1,0$	h≖0,6	c=l=const 2♀=0,1
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1	2	3	4	5
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30	0,005 0,056 0,082 0,113 0,151 0,234 0,282 0,334 0,282 0,334 0,391 0,455 0,525 0,602 0,694 0,804 0,804 0,944 1,139 1,196 1,109 1,099 1,088 1,065 1,042 1,022 1,003 0,986 0,982 0,940 0,916 0,939	0,721 0,792 0,835 0,877 0,932 0,988 1,048 1,112 1,180 1,254 1,332 1,417 1,510 1,611 1,714 1,870 2,112 2,414 2,125 2,194 2,186 2,150 2,103 2,079 2,051 2,052 2,133 2,090 2,065 2,014	0,010 0,105 0,160 0,216 0,280 0,349 0,428 0,512 0,603 0,701 0,808 0,925 1,052 1,915 2,227 1,837 1,915 2,227 1,837 1,915 2,227 1,837 1,915 2,227 1,837 1,915 2,227 1,837 1,915 2,227 1,815 1,915 1,770 1,722 1,677 1,743 1,706 1,699 1,662	0,085 0,164 0,241 0,316 0,387 0,455 0,520 0,579 0,634 0,684 0,726 0,760 0,782 " " " " " 0,810 0,940 1,055 1,176 1,299 1,422 1,541 1,659 1,775 1,889 1,996 2,093 2,179

1	2	3	4	5
31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51	0,968 1,083 1,100 1,066 1,068 1,079 1,064 1,062 1,087 1,085 1,094 1,099 1,145 1,042 1,050 1,042 1,050 1,063 1,024 1,019 1,011 0,979 0,928	2,042 2,121 2,077 2,042 2,067 2,106 2,164 2,206 2,245 2,242 2,247 2,285 2,419 2,285 2,419 2,282 2,292 2,374 2,300 2,293 2,282 2,212 2,140	1,688 1,826 1,775 1,753 1,807 1,851 1,897 1,986 2,092 2,039 2,127 2,141 2,082 1,901 1,906 2,055 1,953 1,940 1,935 1,840 1,731	2,232 2,232 " " " " " 2,296 2,353 2,420 2,509 2,597 2,688 2,783 2,875

Parametry tablicy 21 różnią się tym od parametrów tablicy 3, że przyjęto stałą sztywność zazębienia na odcinku przyporu oraz podobnie jak w tablicy 20, nieco mniejszy krok zużycia. Przekładnia pracuje w okolicy 1/2 głównego rezonansu, co uwydatnia się w przebiegu zmian wartości przyspieszenia w poszczególnych krokach oraz rozwinięcia w szereg Fouriera.

Przyspieszenie drgań w poz. 45 przyjmowało wartości 0,159 1,095 1,070 0,978 0,894 0,814 0,021 -1,172 -1,803 -1,906 -1,197 0,153 1,116 1,093 0,999 0,913 0,382 -0,526 -0,973 -0,936 co po rozwinięciu w szereg daje c_1 c_2 c_3 c_4 c_5 c_6 c_7 c_8

0,452 1,314 0,169 0,335 0,104 0,080 0,049 0,040

Funkcje korelacyjne przybierają postać

po 19 pozycjach

 $K_d = P_{max} = 0,735 + 1,275 \sigma_a$ R= 0,996 $K_d = P_{max} = 0,719 + 0,752 |a_{min}|$ R= 1,000

po 51 pozycjach otrzymuje się $K_d = P_{max} = 0,715 + 1,386 \sigma_a$ R= 0,984 $K_d = P_{max} = 0,712 + 0,777 |a_{min}|$ R= 0,995

Wyniki tablicy 22

Parametry tablicy 22 różnią się tym od parametrów przyjętych w tablicy 5, że przyjęto stałą sztywność na odcinku przyporu c=l=const.

Przedstawione w tablicy przyspieszenie drgań zawiera następujące harmoniczne

°1	^C 2	°3	C ₄	°5	°6	°7	с ₈
0,096	0,118	0,209	0,427	0,723	0,955	0,431	0,042

Funkcje korelacyjne przybierają postacie:

po 32 pozycjach

Kd=Pmax=	0,880	+	1,720	° a	R =	0,987
K _d =P _{max} =	0,713	+	0,769	amin	R=	0,999

po 37 pozycjach

 $K_d = P_{max} = 0,883 + 1,707 \sigma_a$ R= 0,992 $K_d = P_{max} = 0,710 + 0,773 |a_{min}|$ R= 0,999

Podobnie jak w tablicy 21, lepszą korelację otrzymuje się mierząc ekstremalną wartość przyspieszenia |a_{min}|.

-68-

k=60	t=5	$\epsilon_{a=1,4}$ $\epsilon_{b=1}$	h=0,6	c⊨l ≃const 29 =0,3
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	Ъ
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 01 37,02 37,03 37,04	0,000 0,028 0,043 0,060 0,076 0,093 0,109 0,126 0,143 0,160 0,178 0,214 0,234 0,254 0,254 0,276 0,298 0,322 0,348 0,375 0,404 0,435 0,470 0,510 0,556 0,607 0,669 0,739 0,813 0,884 0,940 0,940 0,975 0,989 1,008 1,008 1,008 1,025 1,023 1	0,714 0,790 0,839 0,988 0,934 0,978 1,020 1,069 1,117 1,164 1,210 1,255 1,298 1,341 1,384 1,425 1,465 1,505 1,555 1,611 1,667 1,726 1,787 1,853 1,918 1,972 2,015 2,105 2,105 2,207 2,294 2,378 2,471 2,556 2,586 2,586 2,542 2,542 2,668 2,666 2,666 2,666	0,000 0,105 0,226 0,291 0,353 0,412 0,469 0,523 0,574 0,626 0,689 0,751 0,813 0,875 0,936 0,997 1,058 1,1181 1,243 1,304 1,362 1,449 1,555 1,652 1,744 1,837 1,905 2,230 2,240 2,240 2,240 2,240 2,469 2,448 2,442 2,440 2,440 2,440 2,440 2,440	0,085 0,164 0,241 0,316 0,389 0,461 0,530 0,598 0,664 0,729 0,792 0,854 0,914 0,972 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,029 1,337 1,383 1,428 1,472 1,514 1,556 1,556 1,637 1,676 1,717 1,763 1,818 1,884 1,957 2,035 2,117 """

					0		
-0,181	0,408	0,933	1,053	0,880	0,735	0,614	-0,208
-1,481	-2,384	-2,440	-1,608	-0,236	1,054	1,321	1,103
0,922	0,770	0,643	0,537	-0,766	-1,949	-2,214	-1,514
-0,109	1,125	1,171	0,978	0,817	0,682	-0,008	-1,092
-1,590	-1,316	-0,473	0,498	1,103	0,983	0,821	0,370
-0,493	-1,113	-1,169	-0,688	0,058	0,716	0,986	0,852
0,357	-0,345	-0,876	-0,995	-0,588	0,014	0,566	0,829
0,696	0,270	-0,300	-0,694				

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 37,04 (po ustabilizowaniu drgań)

Tablica 23

k=20	t=10	$\xi_a = 1, 4$ $\xi_b = 1, 4$	h=0,6	2 \$ =0,15 c=l=const
Nr	σ _a	Pmax	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 22,01 22,02 22,03 22,04	0,005 0,055 0,081 0,112 0,150 0,189 0,233 0,281 0,333 0,390 0,454 0,524 0,602 0,604 0,806 0,949 1,146 1,204 1,121 1,110 1,100 1,079 1,084 1,084	0,721 0,791 0,834 0,876 0,931 0,987 1,047 1,111 1,178 1,251 1,330 1,414 1,506 1,606 1,708 1,861 2,097 2,406 2,130 2,196 2,192 2,158 2,123 2,125 2,127	0,010 0,106 0,164 0,222 0,288 0,358 0,438 0,524 0,617 0,717 0,825 0,943 1,071 1,217 1,217 1,374 1,542 1,934 2,226 1,870 1,943 1,960 1,943 1,901 1,896 1,908 1,902	0,085 0,164 0,241 0,316 0,387 0,455 0,519 0,579 0,634 0,683 0,725 0,759 0,781 0,797 0,770 0,781 0,781 0,797 0,7700000000

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 22,04

-1,500	-0,517	0,603	1,093	0,999	0,913	0,834	-0,175
-1,241	-1,902	-1,670	-0,551	0,667	1,134	1,036	0,947
0,866	0,622	-0,564	-1,503				

Parametry tablicy 23 różnią się tym od parametrów tablicy 7, że przyjęto stałą sztywność na odcinku przyporu c=l=const.

Przyspieszenie drgań w poz. 22,04, tj. po pewnej stabilizacji drgań uzyskanej przez zatrzymanie procesu zużycia, posiada następujące harmoniczne

c₁ c₂ c₃ c₄ c₅ c₆ c₇ c₈ 0,202 1,409 0,128 0,422 0,063 0,033 0,047 0,008 Najlepszą korelację uzyskano pomiędzy siłą a ekstremalnym przyspieszeniem

K_d=P_{max}= 0,712 + 0,747 |a_{min}| R= 0,999 o wiele niższe wartości wykazuje związek pomiędzy siłą a wartością skuteczną przyspieszenia.

K_d=P_{max}= 0,901 e^{0,796 σ}a R= 0,878 i nieco tylko mniejszą wartość współczynnika korelacji otrzymuje się dla linii prostej

 $K_d = P_{max} = 0,873 + 1,133 \sigma_a$ R= 0,876

Wyniki tablicy 24

Parametry tablicy 24 różnią się tym od parametrów tablicy 10, że użyto stałej sztywności c=1=const.

Przyspieszenie drgań w poz. 30,08, tj. po pewnej stabilizacji uzyskanej przez zatrzymanie zużycia na stałym poziomie posiada następujące harmoniczne

°1	^C 2	°3	C ₄	°5	^с 6	с ₇	^с 8
0,544	1,230	0,284	0,330	0,091	0,075	0,072	0,060

k =20	t=5	8 _a =1,4 8 _b =1,4	h=0,6	29=0,15 c=1
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 30,01 02 03 04 05 06 07 08	0,079 0,057 0,086 0,129 0,187 0,253 0,332 0,427 0,543 0,686 0,876 1,107 1,254 1,107 1,254 1,107 1,254 1,107 1,254 1,107 1,254 1,064 1,031 1,041 1,055 0,981 0,917 0,861 0,982 1,042 1,042 1,042 1,246 1,172 1,156 1,172 1,156 1,172 1,156 1,172 1,081 1,042 1,031 1,031 1,031 1,032	0,821 0,854 0,938 0,937 1,059 1,142 1,265 1,409 1,584 1,790 2,110 2,505 2,474 2,268 2,283 2,332 2,409 2,255 2,164 2,428 2,582 2,345 2,345 2,337 2,389 2,496 2,524 2,496 2,524 2,496 2,381 2,375 2,397 2,391 2,389 2,390 2,390	0,124 0,093 0,192 0,259 0,347 0,438 0,552 0,704 0,896 1,136 1,437 1,842 2,267 2,058 1,712 1,690 1,757 1,809 1,597 1,464 1,3455 1,473 1,838 2,135 2,258 2,359 2,497 2,573 2,212 1,819 1,856 1,857 1,862 1,860	0,119 0,209 0,291 0,365 0,428 0,481 0,521 0,557 0,557 0,557 0,557 0,739 0,739 0,974 1,152 1,341 1,546 1,706 1,842 1,960 2,063 2,06
	Ud pozycji	30,01 do 30,08 za	trzymano zuż	YC1E

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 30,08

1,086	1,118	1,021	0,933	0,853	0,773	-0,506
-1,860	-1,808	-1,452	-0,653	0,166	0,855	1,032
0,913	0,407	-0,472	-1,108	-0,876	0,050	

₩**spółczynnik**i korelacji przyjmują następujące wartości

 $K_{d} = P_{max} = 0,828 e^{0,969} \sigma_{a}$

nie wiele mniejszą wartość współczynnika R otrzymuje się dla lini prostej

 $K_d = P_{max} = 0,699 + 1,534 \sigma_a$ R=0,982

Przyjmując jako symptom ekstremalne przyspieszenie a min otrzymuje się maksymalny współczynnik korelacji dla linii prostej

 $K_d = P_{max} = 0,800 + 0,786 |a_{min}|$ R= 0,970

Tablica 25

R = 0,987

c=1 k=2	0 t=5	έ _a =1,4 ε	<u>b</u> =1,4 2	Ψ=0,15 h=var
Nr	h	σa	Pmax	a _{min}
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 35 40 45	0,700 0,661 0,624 0,589 0,556 0,524 0,495 0,467 0,441 0,416 0,393 0,371 0,350 0,330 0,312 0,294 0,278 0,262 0,247 0,234 0,220 0,208 0,262 0,247 0,234 0,220 0,208 0,196 0,185 0,175 0,165 0,156 0,147 0,131 0,098 0,074 0,055	0,047 0,044 0,043 0,045 0,049 0,055 0,060 0,056 0,059 0,070 0,081 0,205 0,271 0,353 0,156 0,205 0,271 0,353 0,430 0,469 0,460 0,166 0,108 0,102 0,125 0,102 0,125 0,084 0,125 0,084 0,125 0,084 0,125 0,084 0,083	0,791 0,793 0,795 0,798 0,806 0,819 0,834 0,847 0,839 0,840 0,853 0,864 0,882 0,905 0,935 0,978 1,032 1,032 1,032 1,032 1,032 1,033 1,138 1,059 0,876 0,835 0,834 0,806 0,776 0,729 0,720 0,720	0,095 0,094 0,091 0,086 0,078 0,064 0,075 0,089 0,093 0,096 0,111 0,126 0,152 0,189 0,245 0,331 0,448 0,567 0,635 0,636 0,777 0,666 0,360 0,195 0,307 0,271 0,119 0,242 0,126 0,203 0,132 0,132
Wyniki tablicy 25

Tablica 25 ma takie wyniki, jak tablica 11,w której zastosowano zmienną sztywność zęba na odcinku przyporu, podczas gdy w tablicy 25 użyto stałej wartości sztywności c=1=const. W okolicy głównego rezonansu, maksymalna wartość siły nie przekracza 1,138, przy czym ze względu na zmianę wypadkowej sztywności rezonans występuje w okolicy 20. 0,234 = 4,68, podczas gdy w tablicy 11 rezonans występował w okolicy poz. 18

Tablica 26

k = 80	t=5	$\mathcal{E}_{a}=1,4$ $\mathcal{E}_{b}=1,$	4 h=0,15	21 ≈0,15 c=l=const
Nr	° a	P _{max}	a _{min}	b
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30	0,041 0,049 0,060 0,074 0,095 0,117 0,141 0,167 0,195 0,226 0,259 0,296 0,337 0,382 0,432 0,432 0,487 0,550 0,622 0,715 0,837 0,990 1,173 1,174 1,100 1,049 1,025 1,015 1,029 1,054	0,798 0,839 0,860 0,877 0,899 0,922 0,945 0,972 1,000 1,030 1,065 1,113 1,168 1,230 1,295 1,365 1,446 1,535 1,646 1,535 1,646 1,785 1,982 2,308 2,492 2,308 2,492 2,326 2,221 2,198 2,198 2,198 2,198	0,088 0,096 0,145 0,185 0,237 0,290 0,344 0,458 0,528 0,580 0,645 0,711 0,780 0,849 0,918 0,987 1,090 1,243 1,438 1,720 2,185 2,071 1,979 1,706 1,663 1,642 1,682 1,783 1,888	0,081 0,156 0,230 0,303 0,373 0,442 0,508 0,572 0,633 0,692 0,747 0,798 0,845 0,888 0,924 0,953 0,973 0,973 0,973 0,973 0,973 0,973 1,044 1,177 1,302 1,420 1,535 1,653 1,774 1,898

-74-

-1,888	-1,830	-1,725	-1,561	-1,332	-1,073	-0,794	-0,519
-0,235	0,046	0,374	0,691	0,942	1,125	1,102	1,077
1,053	1,030	1,007	0,984	0,962	0,941	0,920	0,900
0,880	0,860	0,841	0,808	0,617	0,376	0,070	-0,253
-0,256	-0,553	-0,838	-1,100	-1,333	-1,529	-1,686	-1,796
-1,849	-1,847	-1,788	-1,665	-1,497	-1,294	-1,067	-0,825
-0,565	-0,308	-0,046	0,213	0,498	0,781	1,014	1,167
1,145	1,119	1,094	1,070	1,046	1,023	1,000	0,978
0,956	0,935	0,914	0,894	0,874	0,854	0,835	0,817
0,643	0,385	0,070	-0,268	-0,597	-0,908	-1,188	-1,425

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 30

Wyniki tablicy 26

Parametry tablicy 26 różnią się tym od parametrów tablicy 13, że przyjęto stałą sztywność na odcinku zazębienia c=l=const. Przedstawione w tablicy wahania drgań w poz. 30 wykazują następujące harmoniczne

$$K_{d} = P_{max} = 0,795 e^{0,576 |a_{min}|}$$
 R= 0,992

Pomiędzy poz. 22 i 30 występują skokowe zmiany sił i symptomów i dlatego obniżyły się współczynniki korelacji.

Tablica 27

k = 4 0	t=10 {	ε _a =1,4 ε _b =1,4	h=0,1	2 Y =0,15 c=1
Nr	σ _a	P _{max}	a _{min}	Ь
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14	0,253 0,203 0,073 0,117 0,160 0,138 0,092 0,100 0,125 0,120 0,104 0,103 0,113 0,114	0,927 0,878 0,783 0,869 0,883 0,835 0,821 0,867 0,884 0,870 0,884 0,870 0,885 0,897 0,896	0,400 0,374 0,187 0,268 0,300 0,255 0,191 0,248 0,274 0,250 0,274 0,250 0,236 0,256 0,272 0,267	0,090 0,182 0,263 0,339 0,429 0,502 0,580 0,654 0,729 0,805 0,805 0,879 0,951 1,023 1,095

Wahania przyspieszenia drgań w poz.14

-0,224	-0,209	-0,195	-0,183	-0,111	-0,104	-0,098	-0,093
-0,032	-0,031	-0,032	-0,034	0,020	0,015	0,009	0,001
0,117	0,104	0,090	0,076	0,066	0,051	0,035	0,019
0,009	-0,008	-0,023	-0,039	-0,085	-0,101	-0,115	-0,128
-0,189	-0,199	-0,207	-0,212	-0,267	-0,267	-0,265	-0,259

Wyniki tablicy 27

Parametry tablicy 27 różnią się od parametrów tablicy 19 tym, że zastosowano stałą sztywność zazębienia na odcinku przyporu c=1=const, która oczywiście, w okresie dwuparowego zazębienia przekładni o zębach prostych osiągałaby wartość 2=const. W przekładni o zębach skośnych efekty zmian są znacznie mniejsze.

Współczynniki korelacji przyjmują wartości

 $K_v = P_{max} = 1,023 + 0,074 \ln \sigma_a$ R= 0,671

K_v=P_{max}= 1,050 + 0,137 ln |a_{min}|

R= 0,803

Interesujące są niskie wartości siły, wobec czego nie jest istotne dokładne ich określenie. Przedstawione w tablicy 27 wahania przyspieszenia drgań przy tak dużej prędkości ruchu (h=0,1), tj. T=k.h=4, po rozwinięciu w szereg dają następujące harmoniczne

 c_1 c_2 c_3 c_4 c_5 c_6 c_7 c_8 0,156 0,016 0,017 0,005 0,008 0,004 0,006 0,002 Wyraźnie widać, że przeważa pierwsza harmoniczna c_1 , zgodnie z częstotliwością zazębienia.

O. WPŁYW WSKAŹNIKÓW ZAZĘBIENIA NA DYNAMIKĘ NOWEJ PRZEKŁADNI

Wyniki tablicy 28

W tablicy 28 badano wpływ wskaźników zazębienia oraz rodzaju zmian sztywności zazębienia na podziałce na efekty dynamiczne dla nowej, pozbawionej odchyłek wykonawczych i śladów zużycia przekładni. Badano przy prędkości w okolicy 1/2 głównego rezonansu, tj. przy okresie zazębienia k.h = 20.0,6 = 12.

W pierwszych 7 wierszach podano wyniki obliczeń dla przypadku, gdy sztywność zazębienia zmienia się na podziałce wg poprzednio przyjętego równania, co obrazowo przedstawiono na rys. 12. W chwili wejścia zęba nowego w zazębienie sztywność jest mała, następnie rośnie do pewnego maksimum, aby w dalszej części znów opadać.

Przyjęto we wszystkich 7 wierszach tę samą wartość czołowego wskaźnika przyporu ξ_a =1, co oznacza, że zawsze pozostaje tylko jedna para w zazębieniu w każdej tarczy. Na skutek zmian wypadko-wej sztywności efekty dynamiczne zależą od poskokowego wskaźnika przyporu i mają przebieg podobny do przedstawionego na rys. 6 i 9. Wzrost poskokowego wskaźnika przyporu ponad 2 wywołuje ponowny wzrost sił dynamicznych i symptomów drganiowych.

Druga grupa 7 wyników dotyczy wskaźnika przyporu czołowego \mathcal{E}_a =1,4. Obecnie w każdej tarczy występuje okres dwuparowego zazębienia, co spowodowało znaczne obniżenie efektów dynamicznych, ale podobnie jak poprzednio, przekroczenie przez wskaźnik poskokowy liczby 2 powoduje ponowny przyrost efektów dynamicznych.

k=20	t=10 8	$a^{=var} \mathcal{E}_b$	=var h=0,6	2 ¥=0,15			
Nr	σa	P _{max}	a _{min}	ε _b			
sztywność zęba zmienna wg rys. 12 Éa=1							
1 2 3 4 5 6 7	0,018 0,062 0,040 0,035 0,043 0,018 0,037	1,215 1,341 1,324 1,288 1,275 1,206 1,278	0,014 0,096 0,067 0,042 0,050 0,006 0,054	1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2			
	sztywność z	ęba zmienna	wg rys. 12 Eas	=1,4			
1 2 3 4 5 6 7	0,008 0,043 0,022 0,031 0,032 0,005 0,027	0,867 0,933 0,922 0,948 0,931 0,861 0,902	0,009 0,060 0,033 0,056 0,050 0,003 0,036	1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2			
	sztywność	zęba zmienna	wg rys. 12 Ea=	1,6			
1 2 3 4 5 6 7	0,007 0,016 0,016 0,012 0,011 0,003 0,009	0,807 0,852 0,857 0,845 0,828 0,801 0,827	0,016 0,030 0,040 0,021 0,021 0,008 0,018	1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2			
stała sztywność na podziałce C=l €a≖l							
$\begin{vmatrix} 1\\2\\3 \end{vmatrix}$	0,006 0,001 0,001	1,011 1,001 1,001	0,011 0,001 0,001	1,0 1,2 1,4			
stała sztywność na podziałce C=1 €a=1,4							
1 2 3 4 5 6 7	0,005 0,045 0,027 0,040 0,036 0,001 0,025	0,721 0,771 0,795 0,825 0,797 0,715 0,747	0,010 0,076 0,044 0,083 0,065 0,001 0,043	1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2			

Podobne efekty występują w trzeciej grupie wyników dotyczących czołowego wskaźnika przyporu \mathcal{E}_a =1,6, przy czym zauważa się poważne zmniejszenie efektów dynamicznych, wywołane zwiększeniem okresu dwuparowego zazębienia.

Dalsze wyniki obliczeń dotyczą przypadku przyjęcia stałej na podziałce sztywności C=l=const. Badano tylko dwa przypadki zmian czołowego wskaźnika przyporu.

W przypadku & =1 oraz C=1 uzyskano praktycznie stałą nominalną wartość obciążenia P=1 dla wszystkich przypadków zmian poskokowego wskaźnika przyporu. W pierwszym wierszu zauważa się nieco większe wartości wskaźników dynamicznych, co wynika z krótkiego czasu rozbiegu (5 okresów zazębienia), dalej wyniki stabilizują się na stałym poziomie statycznego obciążenia.

W przypadku \mathcal{E}_{a} =1,4, pomimo stałej sztywności zazębienia, na podziałce w każdej tarczy występują efekty dynamiczne. Jednak obraz podobny jest do przedstawionego na rys. 6 i 9, tj. przy całkowitych wartościach poskokowego wskaźnika przyporu siły dynamiczne osiągają minimalne wartości.

E. PODSUMOWANIE WYNIKÓW

Przedstawiona w pracy metoda oceny zjawisk dynamicznych w przekładniach o zębach skośnych daje wystarczające dla celów diagnostycznych rezultaty pomimo zastąpienia zębów skośnych pakietem odpowiednio przesuniętych tarcz o zębach prostych. Ze względu na objętość pracy ograniczono się do podania wyników badań dwóch symptomów drganiowych: wartości skutecznej przyspieszenia drgań oraz wartości ekstremalnej przyspieszenia w okresie zazębienia. Ten drugi wskaźnik jest trudny do praktycznego wyznaczenia. Dlatego w przeważającej liczbie przypadków w praktyce trzeba się ograniczyć do innych wskaźników.

Przedstawiona metoda daje możliwości wyliczania różnych symptomów opartych na wyznaczaniu przyspieszenia lub prędkości drgań.

Z przytoczonych przykładów obliczeniowych wynika, że pilotujące prace można prowadzić przy uproszczonych parametrach przekład-.ni. Dotyczy to między innymi sposobu wyliczania sztywności zazębienia.

-79-

Metoda może służyć do badania przydatności dla celów diagnostycznych poszczególnych typów aparatury, jak też do poszukiwania wymaganych cech aparatury.

Dodatkowe informacje na ten temat można znaleźć w [2] w rozdziale 5 "Badania przekładni na stanowiskach pracy".

II OGOLNA METODA DIAGNOZOWANIA PRZEKŁADNI DUŻYCH MOCY

Z przytoczonych w poprzednich punktach opracowania przykładów obliczeniowych wynika, że z wystarczającą na potrzeby praktyki diagnostycznej dokładnością można przyjąć, że ekstremalna siła dynamiczna, obciążająca jeden ząb przekładni, jest dobrze skorelowana z przyspieszeniem drgań koła zębatego.

Z badań wynika, że istnieje liniowa zależność pomiędzy maksymalną siłą dynamiczną a takimi symptomami, jak wartość skuteczna przyspieszenia drgań koła lub wartość szczytowa odpowiadająca maksymalnemu ugięciu zęba. Przedstawiona metoda pozwala na poszukiwanie innych związków, szczególnie istotne są zależności pomiędzy maksymalną siłą a dającymi się zmierzyć symptomem drganiowym.

Główny problem pomiarowy polega na tym, że najczęściej dostępne są pomiary drgań na obudowie, a tylko w nielicznych przypadkach pomiary przyspieszeń obwodowych kół zębatych. Wyniki pomiarów zależą w znacznym stopniu od funkcji przejścia od drgań kół do drgań wybranego miejsca obudowy.

Te problemy badane będą w trzecim etapie badań przewidzianych na następny okres badawczy.

Aktualnie proponuje się następujący przybliżony sposób określania granicznych wartości symptomów drganiowych mierzonych na obudowie przekładni:

 Z obliczeń wytrzymałościowych stanowiących podstawę projektu technicznego przekładni należy wypisać:

- a) wartość współczynnika sił dynamicznych oznaczanego najczęściej literą K_{dyn} lub K_v (wg. DIN 3990) wyliczoną dla nowej przekładni i jej poszczególnych stopni,
- b) wartość współczynnika bezpieczeństwa X_z dla nowej przekładni. Obliczenia mogą być prowadzone różnymi aktualnie obowiązującymi metodami, istotne jest, aby obydwa współczynniki K_{dyn} i X_z wyliczone były tą samą metodą obliczeniową. Bliższe informacje o wyżej wspomnianych współczynnikach można znaleźć w [4].

2. Z pomiarów drgań należy wyznaczyć wartość symptomu drganiowego dla przekładni nowej, kierując się ogólnie przyjętymi metodami diagnozowania dotyczącymi miejsca poboru sygnału, jego rodzaju, charakterystyki stosowanych filtrów itd.

Te problemy będą tematem oddzielnego opracowania, ze szczególnym uwzględnieniem specyfiki przekładni zębatych dużych mocy.

3. Przyjmując liniową korelację pomiędzy symptomami drganiowymi i nadwyżkami dynamicznymi sił obciążających zęby można na podstawie niżej podanego rozumowania wyliczyć graniczną wartość symptomu, któremu odpowiada siła graniczna wynikająca z granicznej wartości współczynnika dynamicznego (K_{dyn}, K_v) oraz wyliczonej wartości współczynnika bezpieczeństwa X_v.

W większości metod obliczeniowych (w tym także DIN) zakłada się następującą symboliczną postać współczynnika K_{dyn}

$$K_{dyn} = 1 + f(C_1, \dots, C_k)$$

z której wynika, że w przypadku braku jakichkolwiek sił dynamicznych, tj. przy quasi-statycznym obciążeniu współczynnik K_{dyn}=1.

W przypadku bardzo dużych prędkości obwodowych, tj. powyżej głównego rezonansu, we wzorze określającym współczynnik $K_{dyn} = K_v$ pominięto (DIN) jedynkę, ale ze wzoru określającego współczynniki $C_1 \dots C_k$ wynika graniczna wartość 1.

Przewidując ewentualne zmiany metod obliczeniowych, do dalszych rozważań przyjęto postać

$$K_{dyn} = a + b.f (C_1 \dots C_K)$$

lub

 $K_{dyn} - a = b.f (C_1, \dots, C_K)$

W ten sposób (K_{dyn} – a) oznacza przyrost współczynnika dynamiczności wywołany efektami dynamicznymi, a więc proporcjonalnymi do symptomów drganiowych, np. do wartości skutecznej przyspieszenia drgań w wybranym miejscu obudowy.

Znając np. a_{sk} (skuteczną wartość przyspieszenia) wyrażoną w dowolnych jednostkach miar, np. w woltach, miliwoltach itd., można z powyższych zależności określić wartość współczynnika b,którego wartość liczbowa i wymiar są bezpośrednio związane z wymiarem wielkości mierzonej. Iloczyn b.sympt. jest bezwymiarowy. Dotychczas najczęściej spotykana jest postać

Biorąc pod uwagę graniczną wartość współczynnika K_{dyn gr}

$$K$$
 dyn gr = $X \cdot K$ dyn pocz.

można obliczyć graniczną wartość symptomu określiwszy dla nowej przekładni wartość współczynnika b.

Praktyczne wskazówki opracowane będą po przeprowadzeniu odpowiednich badań eksperymentalnych. Do tego czasu można stosować wyżej podane rozumowania.

LITERATURA

 Müller L.: Przekładnie zębate – dynamika. WNT, Warszawa 1986.
Müller L.: Przekładnie zębate – badania. WNT, Warszawa 1984.
Myga J.: Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych. Pol. Śl. Praca doktorska, Gliwice 1977.
Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie. WNT, Warszawa 1979.

[5] Müller L.: Komputerowe wspomaganie procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań. ZN Pol.Śl., Transport z.18, Gliwice 1992.

DIAGNOSTYKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH DUŻYCH MOCY

Streszczenie

Przekładnie zębate dużych mocy budowane są w małych seriach lub nawet jednostkowo, co wyklucza zgromadzenie w wyniku eksperymentu odpowiednio pewnych danych dotyczących zależności pomiędzy zmianami obciążenia zębów a dającymi się zmierzyć symptomami zużycia.

Przedstawiono w pracy metodę komputerowego symulowania wpływu zużycia się powierzchni roboczych zębów na wielkość ich obciążenia oraz towarzyszące im sygnały diagnostyczne. Podstawą obliczeń jest model dynamiczny przekładni zębatej o zębach skośnych lub prostych, pozwalający określić siły międzyzębne w funkcji wielkości zużycia i towarzyszące im drgania układu.

Omówiono sposób budowania modelu dynamicznego i sposób symulowania zużycia zębów. Jako podstawę procesu diagnostycznego przyjęto poszukiwanie zależności pomiędzy maksymalną wartością siły międzyzębnej a wybranymi symptomami zużycia, jak np. wartości skutecznej przyspieszenia drgań lub wartości ekstremalnej odpowiadającej chwili największego obciążenia zęba.

Badania wykazały, że w przypadku kół o zębach skośnych korelacja pomiędzy siłami a symptomami drganiowymi bardzo mało zależy od rodzaju zużycia zazębienia, własności sprężystych zazębienia oraz ich własności geometrycznych. Pozwala to na wykorzystanie wyników badań symulacyjnych w szerokim zakresie zmian parametrów.

Model pozwala ocenić przydatność poszczególnych metod pomiarowych i wyspecjalizowanej aparatury do konkretnych zadań diagnostycznych w dziedzinie przekładni zębatych.

W pierwszym okresie zastosowań można wykorzystać do obliczeń diagnostycznych dane z obliczeń wytrzymałościowych, co wiąże w istotny sposób założenia konstrukcyjne, w szczególności współczynniki bezpieczeństwa, z wynikami diagnozy, która pozwala określić w ten sposób graniczne wartości badanych symptomów. Celowe jest badanie zmian kilku różnych dających się pomierzyć symptomów drganiowych, w celu wyszukania najlepiej skorelowanego z poszukiwanymi siłami międzyzębnymi.

Praca nawiązuje bardzo ściśle do publikacji L.Müllera:"Komputerowe wspomagania procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań"*,która zawiera wiele podstawowych informacji o diagnostyce zazębień.

^{*}Z.N. Politechniki Śląskiej seria Transport z. 18, Gliwice 1992

DIAGNOSTICS OF HIGH POWER TOOTHED GEARS

Summary

The high power toothed gears are made in small series or even singly what excludes the accumulation, by way of experiment, of the properly trustworthy data relating to the dependence between tooth load changes and possible to measure wear symptoms.

The work presents a method of a computer simulation of the effect of wear of an active tooth face on tooth loading and concurrent diagnostic signale. The base of the calculation is a dynamic model of a gear, spur gear or helical gear, which makes possible to determine forces between the teeth as a function of wear and to determine concurent vibrations of the system.

One describes the manner how to construct the dynamic model and how to simulate the wear of teeth. As a base of the diagnostic process one takes looking for a relation between the maximal value of the intermeshing teeth force and the chosen wear symptoms, e.g. the effective value of an acceleration of vibrations or the extreme value due to the moment of the biggest tooth load.

The studies show that in the case of helical gears the correlation between forces and vibration systems depends only a little on the kind of mesh wear, on the elastic properties of mesh and on their geometric properties. It makes possible to use the results of the simulation studies at the wide range of parameter changes.

The model makes possible to appreciate the usefulness of each measuring method and measuring apparatus to solve specific diagnostic problems of gears. At first period of applications the data from the strength calculations can be used to the diagnostic calculations what essentially relates the fordesign, especially the safety factors, with the results of the diagnosis which this way makes possible to determine the boundary values of the test symptoms.

It is advisable to investigate the changes of several different possible to measure vibration symptoms to look for one the best correlated with intermeshing teeth forces.

The work closely refers to the publication in vol. 18/1992 Transport: "The Computer Aid of the Process of Diagnosing of High Power Toothed Gears by Method of Vibration Analysis" which contains a number of the essential information about the diagnostics of the mesh.

днагностика неисправностей зубчатых передачей большой мощности

PESIME

В работе предлагается метод компотерного имитировани на (внчислительных машинах) влияния износа рабочей поверхности зубов на уробень их нагрузки и присущих этим процессам сигналов. В основу вычислений принято динамическую модель зубчатой передачи о прямых или косых зубах, которая определяет нагрузку между зубами в зависимости от уровня износа.

В качестве основного параметра в диагностике неисправностей передачи принято поиск зависимости между максимальной силой действующей между зубями а избранными симптомами износа.

Принята модел дает возможность оценить приемлимость определеных измерительных методов к конкретным диагностическим задачам в области зубчатых передач.