

Maciej Makonaski

NIEKTÓRE METODY OPRACOWAŃ WYNIKÓW BADAŃ AKUSTYCZNYCH  
W KONSTRUKCYJNYCH BADANIACH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Streszczenie. W pracy opisano badania konstrukcji przekładni zębatych prowadzone przez Katedrę Ogólnych Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śl. Badania mają głównie na celu badanie wpływu cech konstrukcyjnych na skuteczność działania przekładni.

Ze znanych metod badań konstrukcyjnych wybrano metodę akustyczną, a za przedmiot badań akustycznych związku między elementami struktury widma akustycznego a stopniem zużycia i uszkodzenia flank zębów. W katedrze uznano, że ograniczenie się w badaniach akustycznych do wartości średniej, czy odchylenia standartowego nawet w najogólniejszym przypadku stanowi niedostateczną charakterystykę emitowanego sygnału. Celem wykrycia ogółu stabilnych własności sygnału, którym można by przypisać określony stan maszyny, rozszerzono badania o zapis funkcji korelacyjnej.

Wstęp

Badania konstrukcji przekładni zębatych prowadzone przez Katedrę Ogólnych Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej mają głównie na celu badanie wpływu cech<sup>o</sup> konstrukcyjnych na skuteczność działania przekładni w świetle aktualnych i perspektywicznych technologicznych możliwości wytwórni.

Prace Katedry przebiegają w dwóch głównych płaszczyznach: w płaszczyźnie studiów podstaw teoretycznych mających na względzie formułowanie teorii konstrukcji i w płaszczyźnie badań eksperymentalnych.

Badania prowadzone na zlecenie i przy współpracy Bielskich Zakładów Urządzeń Technicznych BEFARED dotyczą między innymi konstrukcji przekładni zębatych seryjnie produkowanych.

### Cel badań

Celem podjętych badań jest opracowanie konstrukcji jedno-stopniowych przekładni zębatych typu WJN ze względu na wymaganą niezawodność działania w konkretnych warunkach ruchu produkcyjnego z uwzględnieniem technologicznych możliwości Wytwórni.

### Program badań

Program pierwszego etapu prac badawczych obejmował:

- badanie różnych konstrukcji uzębień i zazębień w świetle kryterium trwałości,
- badanie różnych konstrukcji uzębień i zazębień ze względu na stawiane wymagania pod względem głośności,
- opracowanie akustycznej metody oceny stanu przekładni zębatej.

W ramach pierwszego etapu prac badawczych zamierzano przeprowadzić:

- badanie laboratoryjne określonych konstrukcji na stanowisku KOPKM,
- badanie przemysłowe,
- badanie laboratoryjne wybranej konstrukcji.

W pierwszej kolejności postępowania badawczego zamierzano poddać badaniom konstrukcję kół z zębami prostymi i skośnymi, nasunęła się bowiem wątpliwość co do "wyższości" zębów skośnych. Zdaniem niektórych badaczy zęby skośne zawdzięczają swoją wyższość następującym czynnikom:

- stopniowemu wchodzeniu zębów w przypór na szerokości koła,
- wyrównywaniu się sił tarcia,
- wyrównywaniu się błędów zazębienia wskutek istnienia czołowej i skokowej liczby przyporu.

Natomiast wątpliwości zrodziły się z następujących spostrzeżeń:

1. Wielkość siły międzyzębnej uwarunkowana jest przede wszystkim wielkościami odchyłek wykonawczych uzębienia i zazębie-

nia spośród których decydujące znaczenie ma odchyłka kierunku linii zęba. W przypadku zębów skośnych stopień trudności uzyskania odpowiedniej odchyłki kierunku linii zęba jest znacznie większy aniżeli w przypadku zębów prostych.

2. Wyniki niektórych badań akustycznych różnych ośrodków zagranicznych wskazują, że w pewnych przypadkach przekładni zębatych małej mocy poziom ciśnienia akustycznego był wyższy dla zębów skośnych.
3. Niekótre wytwórnice zagraniczne zwiększyły asortyment przekładni zębatych, w których zastosowano zespoły wirujące z zębami prostymi.

W międzyczasie w związku z prowadzonymi w Katedrze pracami konstrukcyjnymi opracowana została konstrukcja kół z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości. Konstrukcję zębów prostych o zróżnicowanej wysokości opisano w Zeszytcie nr 21 KOPKM.

Dzięki tym trzem różnym konstrukcjom uzębienia i zazębienia (zęby proste o stałej wysokości, zęby skośne i zęby proste o zróżnicowanej wysokości) uzyskano podstawę dla porównania dynamicznych skutków:

- stopniowego wchodzenia zębów w przypór na szerokości koła: w przypadku stosowania zębów skośnych i prostych o zróżnicowanej wysokości,
  - wchodzenie zębów w przypór całą szerokością zęba: w przypadku zębów prostych o stałej wysokości,
- oraz wydania oceny w zakresie:
- związku cech konstrukcyjnych uzębienia i zazębienia z efektem akustycznym,
  - ogólnej oceny badanych przypadków zębów skośnych,
  - ogólnej oceny badanych konstrukcji kół z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości.

#### Badania laboratoryjne na stanowisku KOPKM

W pierwszej fazie badań eksperymentalnych podjęto postępowanie badawcze na stanowisku zbudowanym w KOPKM. Budowę stano-

wiska rozpoczęto w lutym 1963 roku a jego konstrukcję opisano w Zeszycie nr 21 KOPKM.

Jako obiekt badań wybrano jednostopniową przekładnię zębatą typu WJN-125, której właściwości dynamiczne determinowane były kolejno układem par kół zębatych różnej konstrukcji. Były to koła z zębami prostymi, skośnymi oraz z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości wg pomysłu prof. dr inż. Janusza Dietrycha.

Wnioski końcowe z badań laboratoryjnych przedstawione zostały w Zeszycie nr 21 KOPKM.

#### Badania laboratoryjne na stanowisku BEFAREDu

Obiekt badania konstrukcyjnego. W kolejnej fazie postępowania badawczego podjęto badania jednostopniowych przekładni zębatych typu WJN-150 produkcji GZUT. Badania prowadzone były na stanowisku badawczym BEFAREDu.

#### Dane techniczne napędu

- moc nominalna	$N = 12,2 \text{ kW}$
- synchroniczna prędkość obrotowa	$n = 1500/750/\text{obr}/\text{min.}$
- przełożenie	$i = 5,2$
- liczba zębów zębnika	$z_1 = 16$

#### Program badań laboratoryjnych

Podjmując postępowanie badawcze zamierzano:

- przeprowadzić jednoczesne badanie dwóch przekładni zębatych jednej z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości, drugiej z zębami skośnymi; postanowiono utrzymać w ruchu przekładnię zębatą przez czas około 200 godz. pod obciążeniem przekraczającym obciążenie nominalne zębów skośnych około 1,5 razy a następnie dokonać oględzin flank zębów i przeprowadzić pomiar akustyczny,
- przeprowadzić jednoczesne badanie dwóch przekładni zębatych z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości: również i w tym przypadku do czasu pomiaru zamierzano przekładnię zębatą utrzymać w ruchu przez czas około 200 godz. pod obciążeniem przekraczającym obciążenie nominalne około 1,5 razy.

### Program badań przemysłowych

W warunkach przemysłowych zamierzano: przeprowadzić badania trwałości przekładni zębatej z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości: przewidywano, że w okresie 3 miesięcy od momentu uruchomienia przekładnia zębata utrzymana będzie w ruchu pod obciążeniem nominalnym przez czas około 1000 godz.

### Charakterystyka badanych przekładni zębatych

Wspólne dla tych dwóch różnych konstrukcji kół zębatych były:

- liczba zębów zębnika  $z = 16$
- liczba zębów koła  $z = 83$
- odległość między osiowa  $A = 150$  mm
- szerokość koła  $b = 60$  mm
- cechy geometryczne taroz i piast kół zębatych,
- tworzywo kół zębatych,
- obróbka cieplna,
- klasa dokładności wykonania,
- rodzaje łożysk tocznych.

### Metoda badań

Ze znanych metod badań konstrukcyjnych wybrano metodę akustyczną, a za przedmiot badań akustycznych związki między elementami struktury widma akustycznego a stopniem zużycia i uszkodzenia flank zębów.

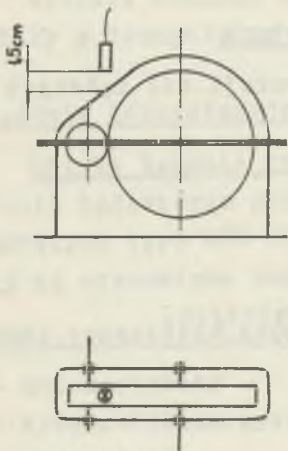
Do pomiaru wielkości efektu akustycznego stosowano aparaturę f-my Bruel Kjaer w następującym układzie:

- mikrofon pojemnościowy,
- wtórnik katodowy,
- spektrometr tercjowo-oktawowy,
- rejestrator (woltomierz samopiszący).

### Metody pomiaru

Stan zużycia i zmiany strukturalne elementów przekładni zębatych oceniono na drodze oględzin. Rejestracji charakterystyk

częstościowych dokonywano każdorazowo w warunkach jakie wynikały z działania dwóch przekładni zębatych w układzie mocy zamkniętej na drodze elektrycznej przy braku jakiejkolwiek osłony akustycznej. Mikrofon umieszczano kolejno nad każdą z przekładni zębatych w punkcie oznaczonym na rys. 1.



Rys. 1. Usytuowanie mikrofonu w stosunku do badanej przekładni zębatej

Przy przyjęciu metody badań określonej jak wyżej cel badań zamierzano osiągnąć poprzez:

- ujawnienie częstości drgań akustycznych, przy której wystąpi ekstremalny poziom ciśnienia akustycznego i jej związku z częstościami wzbudzonych drgań mechanicznych przy jakich występują poszczególne czynniki wymuszenia kinematycznego,
- określenie wpływu stanu obciążenia na strukturę charakterystyki częstościowej,
- określenie charakterystyk funkcji korelacyjnej i jej związku z trwałością flanki zęba.

Jako punkt wyjścia badań przyjęto dotychczas wykazane możliwe częstości podstawowych wymuszeń kinematycznych. Dla założonych prędkości dane liczbowe przedstawia tablica 1.

Tablica 1

Prędkość obrotowa $n_1$ [obr/min.]	Częstość zazębienia $f_z = \frac{n_1 z_1}{60}$ [Hz]	Częstość obrotowa $f_n = \frac{n_1}{60}$ [Hz]
1500	400	25
750	200	12,5

Opis wyników badań na stanowisku BEFARED

Zgodnie z zamierzeniami programu badań przeprowadzono badanie trwałości flank zębów dwóch par przekładni zębatych. W pierwszej kolejności były badane równoległe dwie przekładnie zębate, w których stosowano parę kół zębatych z zębami skośnymi i parę kół z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości. W drugiej kolejności badano dwie przekładnie zębate, w których stosowano wyłącznie pary kół z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości.

Zęby skośne - zęby proste o zróżnicowanej wysokości

Opis charakterystyk częstotliwościowych. Celem przeprowadzenia oceny zjawisk wywoływanych określonym oddziaływaniem uzębień różnej konstrukcji charakterystyki efektu akustycznego rejestrowano w pasmach tercjowych. A w procesie identyfikacji zapisu kierowano się dotychczas znanymi sposobami interpretacji charakterystyk częstotliwościowych. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono po czasie pracy 200 godz. co następuje:

- wypadkowy poziom ciśnienia akustycznego był niższy dla zębów prostych o zróżnicowanej wysokości i wynosił 102 db, natomiast dla zębów skośnych wynosił 110 db,
- w przypadku zębów prostych o zróżnicowanej wysokości dominanta efektu akustycznego ujawniła się przy częstotliwości odpowiadającej drugiej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $2 f_z = 800 \text{ Hz}$ : natomiast w przypadku zębów skośnych dominanta wystąpiła przy częstotliwości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z = 400 \text{ Hz}$ ,
- subiektywnie głośniejszą była przekładnia z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości co ma swoją przyczynę w większej wrażliwości ucha ludzkiego na dźwięk przy częstotliwości około  $1000 \text{ Hz}$ .

Opis wyników oględzin. W wyniku przeprowadzonych oględzin stwierdzono po czasie 200 godz. działania w warunkach obciążenia przekraczającego 1,5 razy obciążenie nominalne, że na flance zębów skośnych wystąpił znaczny ślad pittingu. Natomiast na flance zębów prostych o zróżnicowanej wysokości zużycie było normalne.

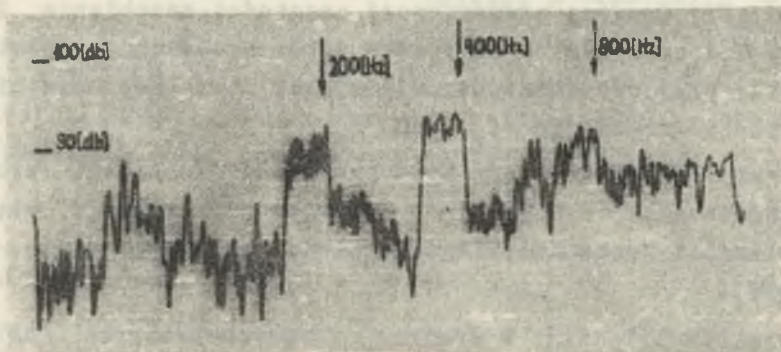
### Struktura charakterystyki częstotliwościowej a cechy konstrukcyjne uzębienia

Celem tej fazy badań było porównanie: skutków wpływu różnej konstrukcji na trwałość flanki zęba oraz ocena związku konstrukcji z charakterystyką efektu akustycznego. Jak wykazały badania czasowe skutki współdziałania były mniej korzystne dla kół z zębami skośnymi, dla których dominanta efektu akustycznego występowała przy częstotliwości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z$ .

### Zęby proste o zróżnicowanej wysokości

Do dalszych badań postanowiono wybrać dwie przekładnie zębate typu WJN 150 i umieścić w nich zespoły wirujące z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości. Postanowiono, że zębniaki będą hartowane (HRC = 47+52) natomiast koła wykonane zostaną z żeliwa sferoidalnego ulepszanego cieplnie do twardości (260+280 HB) umożliwiającą obróbkę skrawaniem posiadanymi przez Wytwórnę narzędziami. Wybrane przekładnie oznaczone były numerami 56185 i 56186.

Opis charakterystyk częstotliwościowych. Na rys. 2-4 przedstawiono niektóre fragmenty charakterystyk częstotliwościowych zdjętych po czasie 200 godz. na stanowisku badawczym.



Rys. 2. Charakterystyka widma akustycznego przekładni zębatej nr 56185 dla  $n = 750$  [ $\text{min}^{-1}$ ],  $N = 11,5$  [kW] po czasie 200 godz.

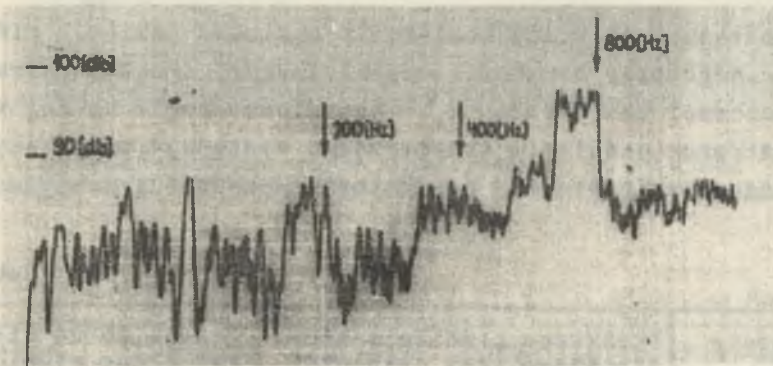


Charakterystyki częstotłowe na rys. 2 i 3 dotyczą przekładni zębatej nr 56185 natomiast charakterystyka częstotłowa na rys. 4 przekładni zębatej nr 56186.

Z porównania uzyskanych wyników analizy terofowej z charakterystycznymi częstotłami wymuszeń kinematycznych wynika oo następuje.

1. Przekładnia zębate nr 56185

1.1. Prędkość obrotowa  $n = 750 \text{ min}^{-1}$ .



Rys. 3. Charakterystyka widna akustycznego przekładni zębatej nr 56185 dla  $n = 750 \text{ [min}^{-1}]$ ,  $N = 7 \text{ [kW]}$  po oszie 200 godz.

W zaleźności od stanu obciążenia dominuje poziom ciśnieńa akustycznego bądź przy częstotłi odpowiadającej ozwanej harmonicznej częstotłi zazębieńa  $f_z$  bądź przy częstotłi odpowiadającej drugiej harmonicznej częstotłi zazębieńa  $f_z$ .

Ponadto, drugi oo do wielkości poziom ciśnieńa akustycznego niezaleźnie od stanu obciążenia determinowany jest przyczyn występującą z pierwszą harmoniczną częstotłi zazębieńa. Wyniki zestawiono w tablicy 2.

Tablica 2

Obciążenie KW	Ekstremum ciśnieńa aku- stycznego przy częstotłi	Drugie oo do wielkości ekstremum ciśnieńa aku- stycznego przy częstotłi
1	2	3
0	$4 f_z = 800 \text{ Hz}$	$f_z = 200 \text{ Hz}$

od. tablicy 2

1	2	3
11,5	$2 f_z = 400 H_z$	$f_z = 200 H_z$
15,4	$2 f_z = 400 H_z$	$f_z = 200 H_z$
19,3	$4 f_z = 800 H_z$	$f_z = 200 H_z$

1.2. Prędkość obrotowa  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ 

Niezależnie od stanu obciążenia dominuje poziom ciśnienia akustycznego przy częstotliwości odpowiadającej drugiej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z$ . Natomiast drugie oo do wielkości ekstremum ciśnienia akustycznego występuje przy częstotliwości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z$ .

Tablica 3

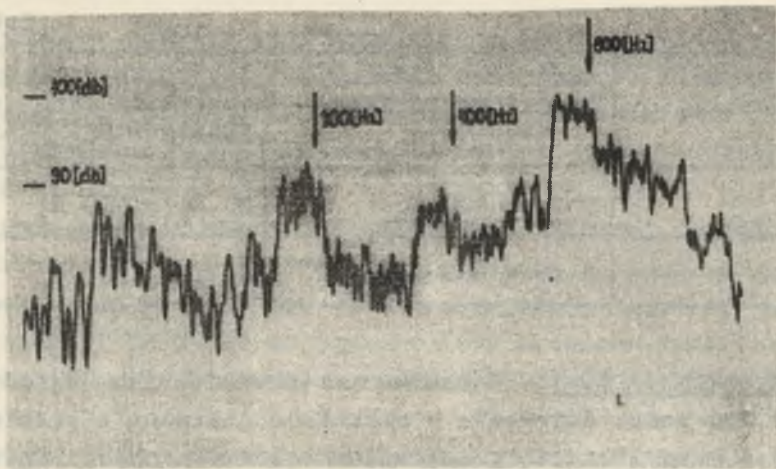
Obciążenie KW	Ekstremum ciśnienia akustycznego przy częstotliwości	Drugie oo do wielkości ekstremum ciśnienia akustycznego przy częstotliwości
0	$2 f_z = 800 H_z$	$f_z = 400 H_z$
12,2	$2 f_z = 800 H_z$	$f_z = 400 H_z$

## 2. Przekładnia zębata nr 56186

2.1. Prędkość obrotowa  $n = 750 \text{ min}^{-1}$ 

Niezależnie od stanu obciążenia dominuje poziom ciśnienia przy częstotliwości odpowiadającej czwartej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z$ .

Natomiast drugie oo do wielkości ekstremum ciśnienia akustycznego występuje bądź przy częstotliwości odpowiadającej drugiej harmonicznej częstotliwości zazębienia, bądź przy częstotliwości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstotliwości zazębienia (tablica 4).



Rys. 4. Charakterystyka widma akustycznego przekładni zębatej nr 56186 dla  $n = 750 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ ,  $N = 7 \text{ [kW]}$  po czasie 200 godz.

Tablica 4

Ciśnienie KW	Ekstremum ciśnienia akustycznego przy częstości	Drugie co do wielkości ekstremum ciśnienia aku- stycznego przy częstości
0	$4 f_z = 800 \text{ H}_z$	$2 f_z = 400 \text{ H}_z$
11,5	$4 f_z = 800 \text{ H}_z$	$f_z = 200 \text{ H}_z$
15,4	$4 f_z = 800 \text{ H}_z$	$2 f_z = 400 \text{ H}_z$
19,3	$4 f_z = 800 \text{ H}_z$	$f_z = 200 \text{ H}_z$

## 2.2. Prędkość obrotowa $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Również i w tym przypadku niezależnie od stanu obciążenia dominuje poziom ciśnienia akustycznego przy częstości odpowiadającej drugiej harmonicznej częstości zazębienia. Drugie natomiast ekstremum ciśnienia akustycznego jako jedyne dla badanych przypadków występuje przy częstości odpowiadającej dwudziestej harmonicznej częstości obrotowej  $f_n$  (tablica 5).

Tablica 5

Obciążenie KW	Ekstremum ciśnienia akustycznego przy częstości	Drugie co do wielkości ekstremum ciśnienia akustycznego przy czę- stości
0	$2 f_z = 800 \text{ Hz}$	$20 f_n = 500 \text{ Hz}$
12,2	$2 f_z = 800 \text{ Hz}$	$20 f_n = 500 \text{ Hz}$

Opis wyników oględzin. W wyniku przeprowadzonych oględzin po czasie 200 godz. działania w warunkach obciążenia przekraczającego 1,5 razy obciążenie nominalne zębów skośnych stwierdzono co następuje.

Na flankach zębów prostych o zróżnicowanej wysokości zespołów wirujących przekładni zębatej nr 56186 tak na zębniku jak i na kole wystąpił pitting niszczący a ponadto na zębach zębownika poniżej koła podziałowego wystąpiło wgłębienie zniekształcające flanki zębów w taki sposób, że w miejsce krzywizny zbliżonej do ewolwenty wystąpiła krzywizna o odmiennym znaku (rys. 8).

Natomiast na flankach zębów przekładni zębatej nr 56185 stan zużycia można ocenić jako zużycie umiarkowane (rys. 7).

#### Struktura charakterystyki częstotściowej a cechy konstrukcyjne uzębienia.

Celem tej fazy badań było porównanie wpływu przypadkowości w procesie wytwarzania na trwałość flanki zęba. Jak wykazały badania pomimo tej samej konstrukcji przekładni zębatych i tych samych warunków badań różnice w stopniu zużycia flanki zęba są znaczne.

Przekładnia zębata nr 56185

Strukturę charakterystyki częstotściowej przekładni zębatej nr 56185 znamionuje dla prędkości obrotowej  $n = 750 \text{ min}^{-1}$  to, że wraz ze zmianą stanu obciążenia zmienia się częstość, przy której występuje dominanta efektu akustycznego. Według niektórych badaczy, w pełni niepotwierdzone wyniki badań wskazują na

koła podziałowe jako na przyczynę, która jest powodem wzbudzenia drgań podstawowych z częstością  $f_z$ , a wzrost intensywności efektu akustycznego przy wyższych harmonicznych jest wynikiem pobudzenia do drgań masy koła zębatego przez przyczynę drgań podstawowych.

Ponadto strukturę charakterystyki częstościowej charakteryzuje brak nadmiernie wyeksponowanego poziomu ciśnienia akustycznego. W każdym przypadku stanu obciążenia przy tej prędkości obrotowej drugą co do poziomu jest składowa przy częstości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstości zazębienia  $f_z$ .

Tak więc niezależnie od stanu obciążenia w głównej mierze strukturę widna akustycznego determinują składowe przy częstościach  $f_z$ ,  $2 f_z$ ,  $4 f_z$ .

W przypadku prędkości obrotowej  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  stwierdzono, że niezależnie od stanu obciążenia ekstremalny poziom ciśnienia akustycznego występuje przy częstości odpowiadającej drugiej harmonicznej  $2 f_z$  częstości zazębienia.

Przekładnia zębata nr 56186

W przypadku przekładni zębatej oznaczonej numerem 56186 dla prędkości obrotowej  $n = 750 \text{ obr/min}$  stwierdzono: niezależnie od stanu obciążenia dominanta efektu akustycznego występuje przy częstości odpowiadającej czwartej harmonicznej częstości zazębienia. Ponadto tylko w jednym przypadku stanu obciążenia ( $N = 19,3 \text{ kW}$ ) drugą co do wielkości była składowa przy częstości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstości zazębienia  $f_z$ , w pozostałych przypadkach była to druga harmoniczna częstości zazębienia.

Dla prędkości obrotowej  $n = 1500 \text{ obr/min}$  również w przypadku tej przekładni dominanta efektu akustycznego wystąpiła przy częstości odpowiadającej drugiej harmonicznej częstości zazębienia.

Jak już zaznaczono, stopień zniszczenia flank zębów zespołów wirujących stosowanych w tej przekładni był większy.

### Podstawy oceny stanu układu

W badaniach akustycznych każdemu stanowi maszyny odpowiada określony sygnał akustyczny. Problem badawczy polega przede wszystkim na rozpoznaniu stanu w czasie badania na podstawie emitowanego sygnału przez maszynę. Zbiór możliwych stanów maszyny jest nieskończony. Przejście od nieskończonego zbioru do zestawienia skończonej liczby możliwych stanów maszyny osiąga się przez odpowiednią klasyfikację stanów. Oczywiście między stanem maszyny i jej sygnałem wyjściowym nie występuje jednoznaczna odpowiedniość, co spowodowane jest zakłóceniami. Każde bowiem zjawisko doświadczalne związane jest zależnością przyczynową z niezliczonym zbiorem innych zjawisk. Jego przebieg uzależniony jest od niezliczonego zbioru czynników. W każdym jednak przypadku na zjawisko stochastyczne składają się związki podstawowe i drugorzędne. Te pierwsze określają jego ogólne cechy – właściwości, które zjawisko charakteryzują.

W badaniach stanu maszyny interesujemy się zazwyczaj nie stanem całej maszyny a stanem niektórych elementów. W tym przypadku składową użyteczną sygnału jest każdorazowo ta, która wiąże się z sygnałem emitowanym przez dany element, pozostałe zaś stanowią zakłócenia. Do analizy takich układów stosuje się dwa sposoby rozdzielania sygnałów: selekcję czasową i filtrację częstotściową. Oba te sposoby w określonym stopniu mogą być przydatne do badania stanu maszyny.

U podstaw analizy częstotściowej uzębień i zazębień znajdują się następujące hipotezy.

Po pierwsze, jeżeli dominanta efektu akustycznego wywołanego działaniem uzębień wystąpi w widmie akustycznym z częstotścią odpowiadającą pierwszej harmonicznej częstotści zazębienia

$$f_z = \frac{z \cdot n}{60} \quad [H_z]$$

to uznać należy, że przyczyną wzbudzenia drgań elementów przekładni zębatej jest nieliniowe, uderzeniowe wejście zębów w przypór spowodowane następującymi czynnikami:

- sprężystymi odkształceniami zębów
- wielkością odchyłki
  - a) podziałki przyporu
  - b) pochylenia linii zęba

Po drugie jeżeli dominanta efektu akustycznego wywołanego działaniem uzębień wystąpi w widmie akustycznym z częstotnością odpowiadającą drugiej harmoniczej  $2 f_z$  lub  $n$ -tej harmoniczej  $n \cdot f_z$  częstotności zazębienia to drgania mniej są spowodowane uderzeniowym wejściem w przypór a więcej czynnikami ujawniającymi się z mimośrodowością koła podziałowego. Wzrost intensywności efektu akustycznego dla wyższych harmoniczych jest wynikiem pobudzenia do drgań masy koła zębatego przez przyczynę drgań podstawowych.

W wyniku dotychczas przeprowadzonych przez Katedrę badań w warunkach laboratoryjnych i przemysłowych istnieją podstawy do wysunięcia następujących hipotez.

Po pierwsze w przypadku, gdy dominanta efektu akustycznego wystąpi przy częstotści odpowiadającej drugiej harmoniczej częstotści zazębienia  $f_z$  to dynamika obciążenia międzyzębego jest bardziej korzystna aniżeli w przypadku gdy częstotść odpowiadać będzie pierwszej harmoniczej częstotści zazębienia.

Po drugie, jeżeli dominanta efektu akustycznego przy częstotści  $f_z$  występuje łącznie z innymi składowymi o nieco mniejszej amplitudzie to przyczyną wzbudzenia drgań elementów przekładni zębatej są prawdopodobnie liczne niecykliczne uderzenia.

Przyczyną takiego stanu rzeczy jest prawdopodobnie błąd podziałki obwodowej albo odrywanie się flanek zębów np. podczas biegu luzem.

Po trzecie jeżeli brak jest nadmiernie wyeksponowanej pojedynczej składowej a widmo akustyczne charakteryzują liczne składowe przy częstotści obrotowej  $f_n$  i  $n$ -tych harmoniczych częstotści zazębienia  $f_z$  to w tym przypadku prawdopodobną przyczyną wzbudzenia drgań elementów przekładni zębatej - są wielkości występujące z częstotścią obrotów  $f_n$  lub wielkości zewnętrzne wywołujące przeciążenie przekładni zębatej.

W szerszym zakresie wykrywanie prawidłowości procesu stochastycznego związane jest ze stosowaniem charakterystyk probabilistycznych. Jest to metoda, która pozwala badać przedmiot w warunkach pozbawionych idealizacji, to znaczy w warunkach gdy działać będą na układ ciągle zakłócenia przypadkowe, a więc w rzeczywistych warunkach działania układu.

Szersze wykorzystanie tej metody uzależnione jest przede wszystkim od wykrycia stabilnych własności sygnału odpowiadających określonym stanom maszyny, to znaczy charakterystyk nie będących funkcjami losowymi.

W pracy (3) wysunięto tezę iż ograniczenie się w badaniach akustycznych do oceny wartości średniej nawet w najogólniejszym przybliżeniu jest niewystarczającą charakterystyką sygnału dźwiękowego.

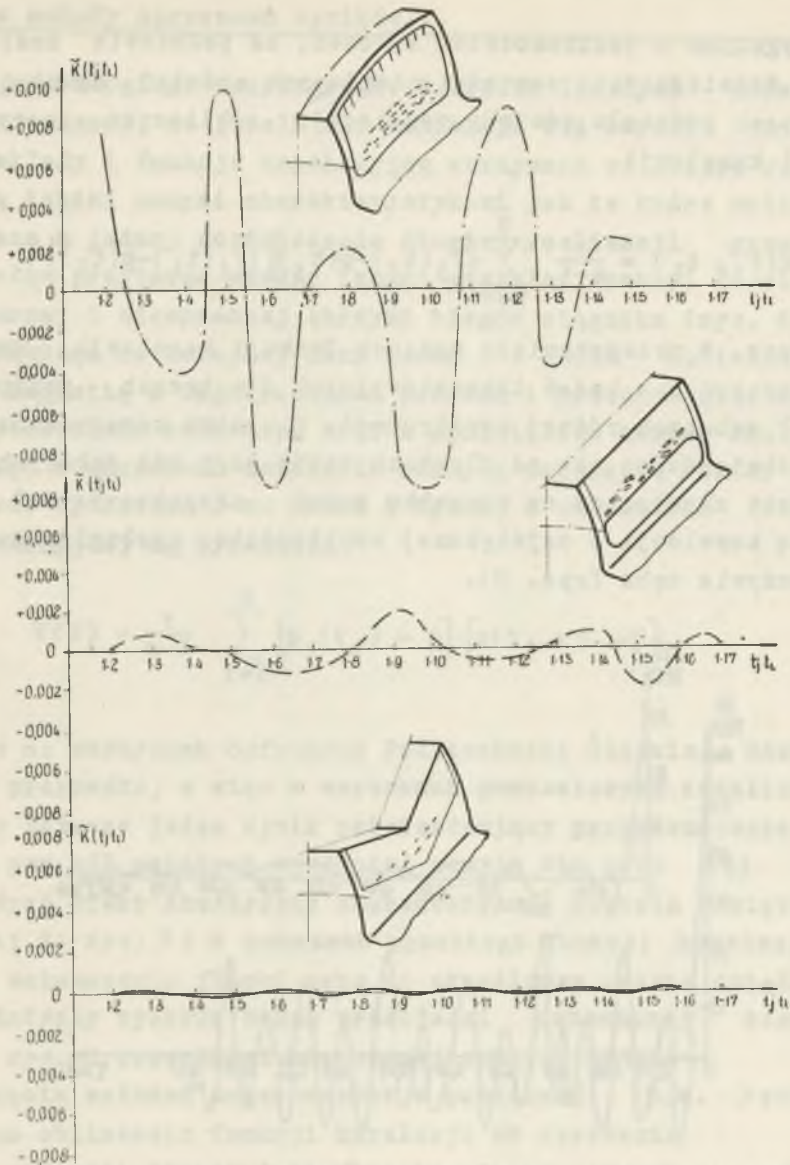
Uznano, że zachodzi konieczność rozszerzenia badań o zapis funkcji korelacyjnej. Wielu już autorów (1,3) jest zgodnych co do tego, że korelacyjne metody analizy efektu akustycznego dają duże możliwości. Nie ma dla nich jakichkolwiek zasadniczych ograniczeń, a dowolnie słaby sygnał okresowy może być przy ich pomocy wykryty w zagłuszającym hałasie o dowolnym natężeniu.

Wysunięta w KOPKM hipoteza co do zależności przebiegu funkcji korelacji ciśnienia akustycznego od tych czynników stanu układu, które w istotny sposób warunkują trwałość uzębienia stanowi główny przedmiot podjętych badań stanu układu metodami akustycznymi.

W pierwszej fazie badań przyjęto następujące metody postępowania badawczego.

Dla wybranego odcinka zdarzeń zapisano w kolejności po sobie następujących przedziałach pewną liczbę realizacji zmiany ciśnienia akustycznego w funkcji czasu. Początek każdej realizacji ma swoje odniesienie w wejściu tej samej pary zębów w przypór. Otrzymany zbiór  $n$  realizacji przedstawia przypadek funkcji losowej a więc funkcji, której wartości dla dowolnie zadanego argumentu  $t$  jako wielkości nielosowej są zmiennymi losowymi.





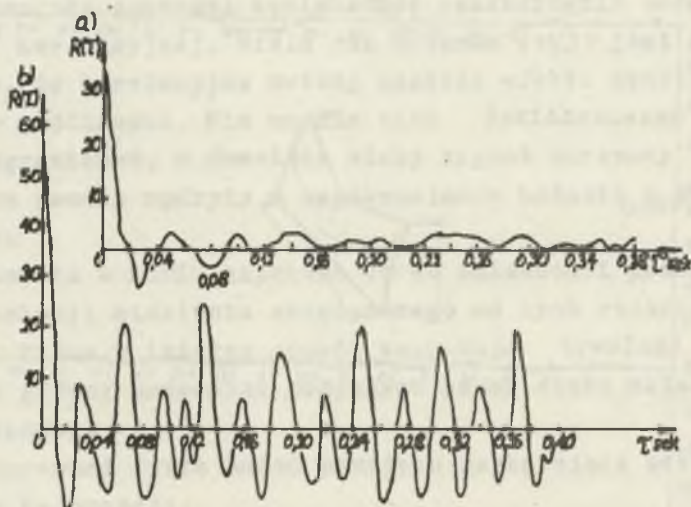
Rys. 5. Funkcja korelacji ciśnienia akustycznego dla  $t_1 = 1$   
 $t_j = n$ , gdzie  $n = 1, 2, 3, \dots, n = 750$  ( $\text{min}^{-1}$ ),  $P_0 = 90$  (kg)

- a) ..... zęby skośne (pierwsza harmoniczna)
- b) ..... zęby proste (pierwsza harmoniczna)
- c) ..... zęby proste o zróżnicowanej wysokości (druga harmoniczna)

Rezygnując z jakichkolwiek założeń, na podstawie znalezionych z doświadczenia wartości chwilowych ciśnień akustycznych w punktach podziału odcinka realizacji obliczono estymator funkcji korelacji

$$k(t_j, t_L) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [P_1(t_j) - \bar{p}(t_j)] [P_1(t_L) - \bar{p}(t_L)]$$

Na rys. 5 przedstawiono wyomek funkcji korelacji zarejestrowany podczas badań laboratoryjnych dla trzech przypadków par kół zębatach różnej konstrukcji. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że na flankach zębów pary kół zębatach której efekt akustyczny na początku badań charakteryzował się funkcją korelacji o największej amplitudzie, wystąpiło największe zużycie zęba (rys. 5).



Rys. 6. Funkcja korelacyjna skrzyni biegów ciągnika  
a - sprawnej, b - niesprawnej

W tym czasie B.W. Pawłow opublikował wyniki badań przeprowadzone w ZSRR. B.W. Pawłow wyraża pogląd, że efekt akustyczny wywołany działaniem maszyn można uznać za proces ergodyczny i wszystkie charakterystyki statystyczne obliczać z jednego wy-

starozająco długiego oscylogramu. W wyniku licznych doświadczeń stwierdzono, że jeżeli nie zmieniają się warunki działania, rozkłady i funkcje korelacyjne otrzymane ze zbioru realizacji są takimi samymi charakterystykami jak te które obliczone zostaną z jednej dostatecznie długiej realizacji procesu. B.W. Pawłow przytacza między innymi przykład funkcji korelacji dla sprawnej i niesprawnej skrzyni biegów ciągnika (rys. 6).

Przechodząc do kolejnej fazy badań w KOPKM postanowiono przyjąć sugestię o ergodyczności procesu i przeprowadzić badania na stanowisku badawczym BZUT z pominięciem komory akustycznej a więc w warunkach działania różnych zakłóceń. Pomiar przeprowadzono aparaturą f-my Bruel i Kjeear, a obliczenia funkcji autokorelacyjnej wg wyrażenia

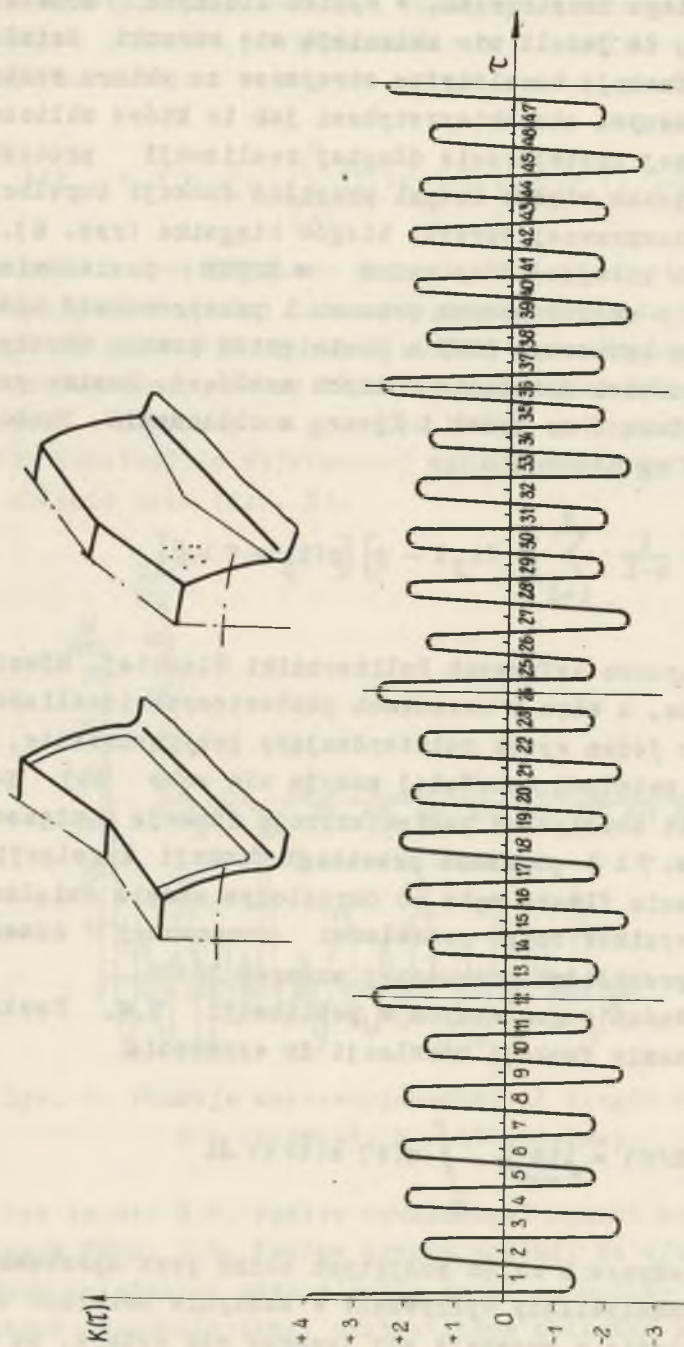
$$K(\tau) = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n [p(t_j) - \bar{p}] [p(t_j + \tau) - \bar{p}]$$

dokonano na maszynach cyfrowych Politechniki Śląskiej. Również i w tym przypadku, a więc w warunkach pozbawionych idealizacji uzyskano jeszcze jeden wynik potwierdzający przypuszczenie, że z dwóch par kół zębatach wczesniej zużyją się zęby tej pary kół, której efekt akustyczny charakteryzuje funkcja o większej wartości; Na rys. 7 i 8 pokazano przebiegi funkcji korelacji i stopień zniszczenia flanki zęba po określonym czasie działania. Rys. 7 dotyczy wyników badań przekładni oznaczonej numerem 56185 a rys. 8 przekładni oznaczonej numerem 56186.

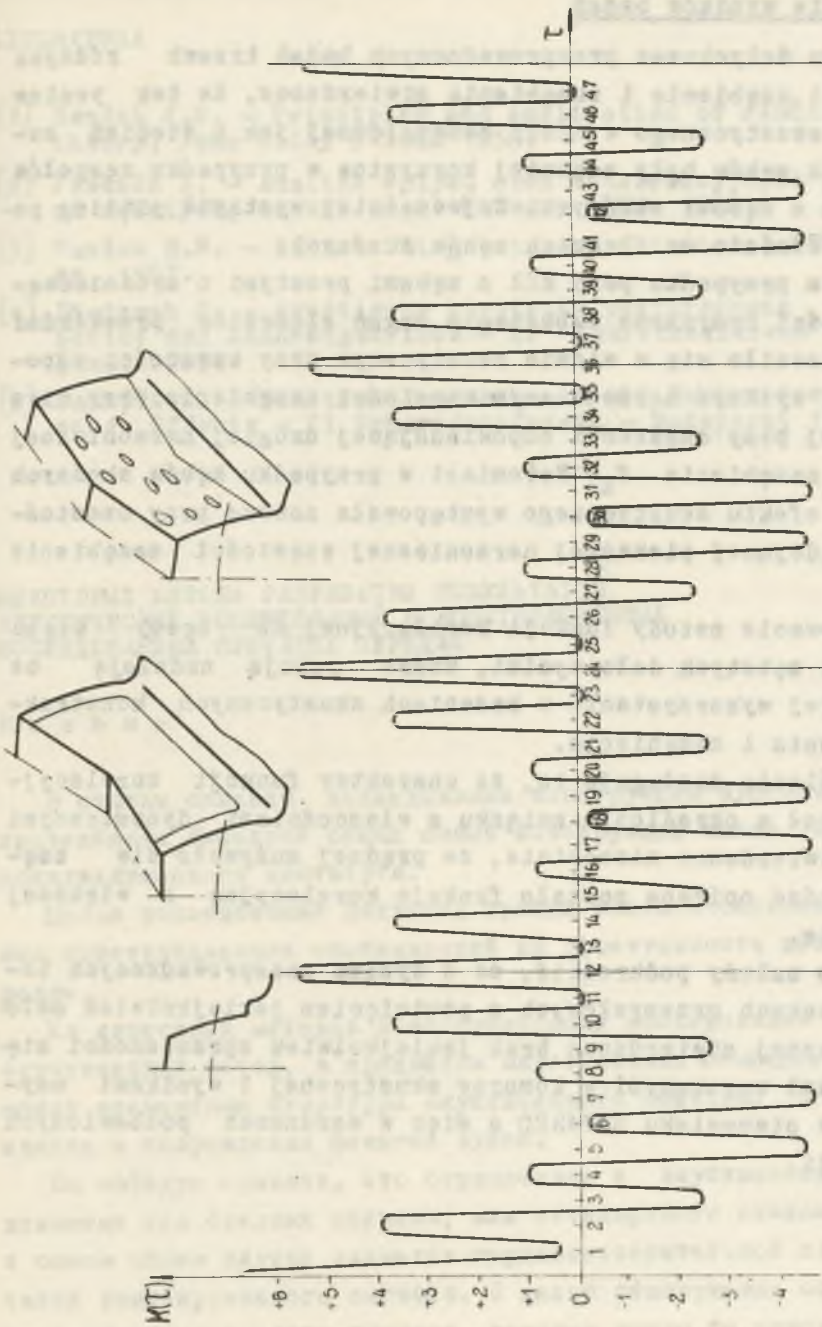
Przyjęcie założeń sugerowanych w publikacji B.W. Pawłowa sprowadza obliczenie funkcji korelacji do wyrażenia

$$R(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t+\tau) dt$$

Reasumując jedynym z celów podjętych badań jest opracowanie metody, która umożliwiłaby wykrywanie w maszynie zaburzeń stanowiących zagrożenie w momencie gdy jeszcze się wydaje, że nic nań nie wskazuje.



Rys. 7. Funkcja korelacyjna i obraz zużycia zębów przekładni zębatej nr 56185 dla prędkości obrotowej  $n = 750$  ( $\text{min}^{-1}$ ), obciążenia nominalnego  $N = 7$  (kW), przy częstotliwości  $4f_z = 800$  (Hz)



Rys. 8. Funkcja korelacyjna i obraz zużytya zębów przekładni zębatej nr 56186 dla prędkości obrotowej  $n = 750$  ( $\text{min}^{-1}$ ), obciążenia nominalnego  $N = 7$  (kW), przy częstotliwości  $4f_z = 800$  (Hz)

### Podsumowanie wyników badań

W wyniku dotychczas przeprowadzonych badań trzech różnych konstrukcji uzębienia i zazębienia stwierdzono, że tak poziom ciśnienia akustycznego w skali bezwzględnej jak i stopień zużycia flank zębów były najmniej korzystne w przypadku zespołów wirujących z zębami skośnymi. Najwcześniej wystąpił pitting postępujący właśnie na flankach zębów skośnych.

W każdym przypadku pary kół z zębami prostymi o zróżnicowanej wysokości przyczyna wzbudzenia drgań elementów przekładni zębatej ujawniła się w widmie akustycznym przy częstotliwości odpowiadającej wyższym harmoniom częstotliwości zazębienia przy czym najczęściej przy częstotliwości odpowiadającej drugiej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z$ . Natomiast w przypadku zębów skośnych dominanta efektu akustycznego występowała zawsze przy częstotliwości odpowiadającej pierwszej harmonicznej częstotliwości zazębienia  $f_z$ .

Zastosowanie metody funkcji korelacyjnej do oceny stanu przekładni zębatych dało wyniki, które rodują nadzieję na szerokie jej wykorzystanie w badaniach akustycznych konstrukcji uzębienia i zazębienia.

Na podkreślenie zasługuje to, że charakter funkcji korelacyjnej pozostał w określonym związku z własnościami dynamicznymi układu. Stwierdzono mianowicie, że prędzej zużywało się uzębienie, które opisane zostało funkcją korelacyjną o większej amplitudzie.

Ponadto należy podkreślić, że w wyniku przeprowadzonych badań w warunkach przemysłowych z pominięciem jakiegokolwiek osłony akustycznej stwierdzono brak jakiegokolwiek sprzeczności między wynikami uzyskanymi w komorze akustycznej i wynikami uzyskanymi na stanowisku BEFARED a więc w warunkach pozbawionych idealizacji.

## LITERATURA

- [1] Bendat J.S. - Principles and application of random noise theory, John Wiley & Sons 1958.
- [2] Jaskóła Z. - Analiza wpływu cech konstrukcyjnych przekładni zębatych, zeszyt nr 21 Katedry OPKM, 1966.
- [3] Pawłow B.W. - Badania diagnostyczne w technice WNT Warszawa, 1967.
- [4] Dietrych J. - Akustische konstruktionsforschung auf dem Gebiet der Zahnradgetriebe - II Zahradkonferenz - Budapest 1969.
- [5] Jaskóła Z. - Konstruktionsmerkmale als Faktor des akustischen Effekts - II Zahradkonferenz - Budapest 1969.

НЕКОТОРЫЕ МЕТОДЫ РАЗРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ  
АКУСТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ В КОНСТРУКЦИОННЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЯХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

## Р е з ю м е

В статье описали исследования конструкции зубчатых передач, проведённых Кафедрой общих основ конструкции машин Силезского политехнического института.

Целью исследований является прежде всего исследование влияния конструкционных особенностей на эффективность действия передач.

Из известных методов конструкционных исследований избрали акустический метод, а предметом акустических исследований связи между элементами структуры акустического спектра, а степенью износа и повреждения флангов зубей.

На кафедре приняли, что ограничение в акустических исследованиях для средних величин, или стандартного отклонения даже в самом общем случае является неудовлетворительной характеристикой эмиттированного сигнала. С целью обнаружения совокупности стабильных свойств сигнала, которым можно бы приписать определённое состояние машины, расширили исследования о запись корреляционной функции.

## SOME METHODS OF ELABORATING THE RESULTS OF ACOUSTIC INVESTIGATIONS IN CONSTRUCTIONAL RESEARCHES OF GEARS

### S u m m a r y

In the paper there are described constructional investigations of gears, which are being carried on by the Department of General Fundamentals of Machine Design.

The chief aim of these researches is to investigate the influence of the constructional features on the effective activity of gears. From among the known methods of constructional investigations there has been chosen the acoustic method, and as the object of acoustic investigations the relations between the structure of an acoustic spectrum and the extent of the wear and failure of the gear-teeth. It has been found, that in acoustic investigations the average value and a standard deviation are no sufficient characteristic of the emitted signal. In order, to cover all the stable properties of the signal to which the determined state of the machine might be attributed, the investigations have been extended by the examination of the correlation function.