ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1981

Seria: MECHANIKA z. 73 Nr kol. 699

Wiesław CHODASEWICZ

REDUKCJA HAŁASU CIĘCIA METALU NA PODSTAWIE ANALIZY PROCESU WZBUDZENIA DRGAŃ TARCZY PIŁY

Streszczenie. Wykazano, że proces wzbudzenia drgań tarczy nie jest przypadkowy, a układ sił wzbudzających wymusza drgania okresowe tarczy z równoczesnym silnym tłumieniem składowych nie będących harmonicznymi częstotliwości obrotów.
Rozpoznanie tego zjawiska umożliwiło odpowiedni dobór prędkości obrotowej tarczy tak, aby żadna z najistotniejszych jej częstotliwości własnych nie leżała w sąsiedztwie harmonicznej częstotliwości obrotów. Spowodowało to redukcję hałasu cięcia o około 15dBA.

Piły tarczowe są szeroko stosowane w przemyśle. Działanie tych maszyn wywołuje emisję hałasu, który stanowi poważne zagrożenie zdrowia załogi. Jest to szczególnie dotkliwe w przypadku hutniczych pił do cięcia metalu, gdzie poziom ciśnienia akustycznego w miejscu przebywania obsługi osiąga często około 120 dB.

Wynikła stąd potrzeba badania możliwości redukcji tego niekorzystnego zjawiska. Problemem tym zajmowały się ośrodki badawcze w kraju i za granicą.

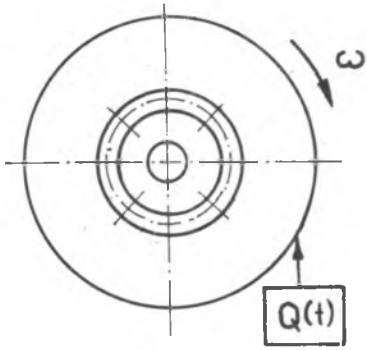
Od roku 1976 w Instytucie Podstaw Konstrukcji Maszyn zespół badawczy prowadzi dla potrzeb hutnictwa konstrukcyjne badania pił tarczowych [2].

Celem badań jest czynna redukcja hałasu emitowanego w czasie cięcia, uzyskana przez zmianę cech konstrukcyjnych i parametrów działania piły.

Przyczyną hałasu, co podkreślają wszyscy badacze, są drgania giętne tarczy piły wzbudzone siłami cięcia. Cechą charakterystyczną dotychczasowych prac jest założenie autorów co do postaci i charakterystyki układu sił wzbudzających.

Większość badaczy zakładało bowiem, że układ sił wzbudzających ma charakter szerokopasmowego szumu losowego, co jest charakterystyczne dla procesów związanych z naruszaniem spójności materiałów. Szerokie omówienie dotychczasowych badań przedstawiono w pracach [1] i [3]. Jednakże w żadnej ze znanych prac nie przeprowadzono badań charakterystyki układu sił wzbudzających, zadowalając się pozornie oczywistym założeniem szumu losowego.

Odpowiada to przyjęciu modelu przedstawionego na rys. 1. W modelu tym obszar cięcia wraz z działającymi na tarczę siłami traktowany jest wyłącznie jako generator szerokopasmowego szumu losowego Q(t) wzbudzającego



Rys. 1. Dotychczas stosowany model układu

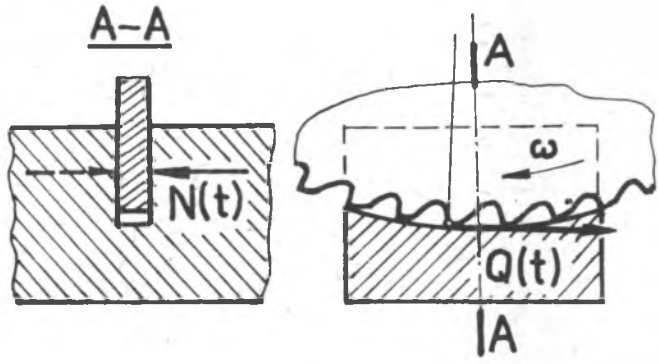
drgania tarczy. Konsekwencją tak przyjętego modelu jest traktowanie drgań tarczy jako superpozycji wszystkich składowych drgań własnych w szerokim paśmie częstotliwości.

W takim ujęciu zagadnienie optymalizacji prędkości obrotowej ma z punktu widzenia redukcji hałasu znaczenie drugorzędne [3].

Opisany model autor niniejszego opracowania uznał za zbyt uproszczony w stosunku do zjawiska rzeczywistego i zaproponował nowy model. Istotną jego różnicą w stosunku do poprzedniego jest przyjęcie, że przemieszczenia poprzeczne tarczy w obszarze cięcia są pomijalnie małe.

Założenie to uzasadniają następujące okoliczności:

- w obszarze cięcia występuje duża siła tarcia pomiędzy tarczą a materiałem przecinanym;
- rowek wycięty w przecinanym materiale uniemożliwia przemieszczenia tarczy na boki w obszarze cięcia;
- materiał cięty posiada zwykle znaczną masę i dużą sztywność, a ponadto zamocowany jest zwykle w zaciskach znajdujących się w sąsiedztwie miejsca cięcia.



. 2. Układ sił wzbudzających drganie tarczy Q(t) i N(t)

szego wynika, że w układzie działają również nie uwzględniane. Oprócz siły Q(t) związanej z naruszaniem spójności przecina-

nego materiału, a będącej szerokopasmowanym szumem, działa siła N(t) spowodowana naciskiem ścianki rowka na tarczę oraz związana z nią siłą tarcia (rys. 2).

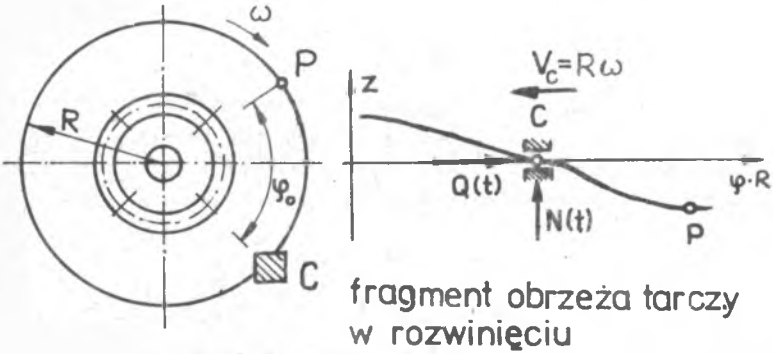
W dalszych rozważaniach przyjęto dla uproszczenia, że obszar cięcia jest mały w porównaniu z wymiarami tarczy i mówić się będzie o punkcie cięcia C. Rozpatrzmy przemieszczenie osiowe dowolnego punktu P na obrzeżu tarczy, której w momencie rozpoczęcia obserwacji znajdował się w miejscu odległym o kąt φ_o (rys. 3) od punktu cięcia. Niech chwilowa wartość przemieszczenia osiowego punktu P określona będzie funkcją z(t). Ponieważ zgodnie z przyjętym założeniem przemieszczenia poosiowe w punkcie C jest niemożliwe, zatem po upływie czasu

$$t_o = \frac{\varphi_o}{\omega_n},$$

funkcja z(t) przyjmie wartość zerową. Kolejne wartości zerowe funkcji z(t) w momentach czasu:

$$t_k = t_o + k \cdot T = t_o + k \cdot \frac{2\pi}{\omega_n}, \qquad k = 1,2,3,\ldots \tag{1}$$

T - jest okresem jednego obrotu.



Rys. 3. Model układu wg propozycji autora

Zakładając, że proces jest w stanie ustalonym, można przyjąć, że funkcja z(t) jest funkcją okresową o okresie T.
Funkcja ta jako fizycznie realizowana spełnia warunki Dirichleta i może być rozwinięta w szereg Fouriera.

$$z(t) = A_o + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cos(2\pi\, i f_n\, t - \varphi_i) \tag{2}$$

gdzie:

$$A_o = \frac{1}{T} \int_o^T z(t)dt, \tag{3}$$

$$A_i = \sqrt{a_i^2 + b_i^2}, \qquad i = 1,2,... \tag{4}$$

$$a_i = \frac{2}{T} \int_o^T z(t) \cos (2\pi i f_n)dt, \tag{5}$$

$$b_i = \frac{2}{T} \int_o^T z(t) \sin(2\pi i f_n)dt, \tag{6}$$

$$\varphi_n = \operatorname{arctg} \frac{b_n}{a_n} \tag{7}$$

$$f_i = \frac{1}{T} = \frac{n}{60}.$$

Zgodnie z teorią szeregu Fouriera szereg (4) stanowi pełny opis funkcji $z(t)$. Nie może ona zatem posiadać innych składowych jak tylko te, które odpowiadają wskazanym częstotliwościom.
Częstotliwość i-tej harmonicznej jest wielokrotnością częstotliwości podstawowej f_n i wynosi:

$$f_i = if_n = \frac{i}{T}$$

Z powyższych rozważań wynika, że jeżeli hipotezą o okresowości funkcji ugięcia $z(t)$ jest prawdziwa, to widmo tej funkcji (zatem i widmo hałasu, którego przyczyną są drgania tarczy) będzie widmem dyskretnym o prążkach pojawiających się przy częstotliwościach:

$$f_i = if_n, \qquad i = 1,2,...$$

Jeżeli więc powstaną składowe o częstotliwościach innych niż f_i, to będą silnie tłumione przez siły $N(t)$, gdyż nie są składowymi funkcji $z(t)$ i nie spełniają równania (2), muszą więc zaniknąć w chwili, gdy punkt P pokryje się z punktem cięcia C.
Omawiany warunek można zapisać:

$$z(t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cos (2\pi i f_n t + \varphi_i) = 0, \tag{8}$$

dla $t = nT$. $n = 1,2,...$

Zauważmy, że warunek (8) nie oznacza, że wszystkie harmoniczne w punkcie cięcia są zerowe, a jedynie, że suma ich równa jest zeru.

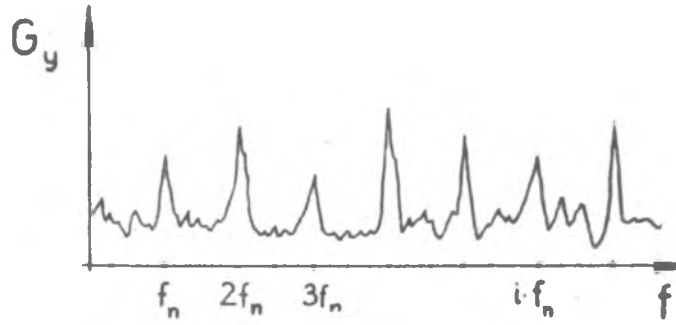
Z powyższej analizy wynika, że układ sił działających na tarczę nie jest przypadkowy. Działanie jego powoduje wzbudzanie drgań o składowych dys-

krotnych $i.f_n$ oraz silne tłumienie składowych pozostałych. Tłumienie to odbywa się przez nacisk drgającej tarczy na ścianki rowka wyciętego w przecinanym materiale. Jest to bardzo istotne z punktu widzenia redukcji drgań tarczy, bowiem zjawisko rezonansu i silnego wzbudzenia drgań może nastąpić tylko wtedy, gdy jedna z istotnych częstotliwości własnych tarczy będzie równa $i.f_n$ lub znajdzie się w bliskim sąsiedztwie tych częstotliwości. Powyższe zjawisko, nazwane przez autora "efektem rowka", nie było dotychczas opisane w literaturze dotyczącej pił tarczowych.

W celu weryfikacji słuszności przedstawionych rozważań przeprowadzono badania doświadczalne na stanowisku badawczym i na piłach przemysłowych [1].

W przypadku badania drgań tarcz pił naturalnym sygnałem pomiarowym niosącym informacje o zachodzących zjawiskach wibroakustycznych jest hałas cięcia. Wysoki poziom hałasu pozwala wykorzystywać go jako sygnał pomiarowy także w warunkach przemysłowych.

Zgodnie z przedstawionymi rozważaniami oczekiwana postać widma drgań tarczy, a więc i hałasu cięcia będzie taka jak pokazano na rys. 4.



Rys. 4. Oczekiwana postać widm sygnału

Jednakże stwierdzenie poliharmonicznego charakteru widma hałasu nie może stanowić jednego dowodu, ponieważ może to być spowodowane innymi przyczynami, jak np. niewyważeniem tarczy. Z tego powodu zdecydowano się analizować dwa równolegle mierzone sygnały: hałas cięcia i przyspieszenie drgań przecinanego elementu mierzone w sąsiedztwie cięcia. Przyspieszenia mierzono zarówno w kierunku prostopadłym, jak i równoległym do tarczy, mocując cięty element tak, aby przecinany koniec pozostawał swobodny.

W ten sposób obserwowano odpowiedź dwóch różnych układów drgających: tarczy piły i przecinanego elementu - pod działaniem tej samej siły cięcia. Jeśli przedstawione hipotezy są słuszne, to oczekiwana postać widm obu sygnałów będzie taka jak pokazano na rys. 4, niezależnie od konstrukcji tarczy, jej prędkości obrotowej oraz rodzaju przecinanego materiału.

Jako stanowisko badawcze wykorzystywano typową piłę tarczową do metalu, zlokalizowaną w hucie "Jedność". Piłę tę zmodyfikowano stosując silnik

prądu stałego, tyrystorowy układ napędowy, a także zmodyfikowano uchwyt przecinanego elementu w celu umożliwienia pomiaru przyspieszeń drgań. Na stanowisku tym wykonywano cięcia stosując tarcze o różnych konstrukcjach przy prędkościach obrotowych w zakresie od 1500 do 2350 $min.^{-1}$.
Pomiary przeprowadzono stosując tarczę o średnicy zewnętrznej Ø 1000 mm, różnych konstrukcjach uzębienia i różnych grubościach [1]. Otrzymane sygnały były rejestrowane na taśmie magnetycznej, a następnie próbkowane i perforowane na taśmie papierowej.
Dalszą analizę prowadzono metodami cyfrowymi na EMC ODRA 1305, stosując algorytm szybkiej transformacji Fouriera [1].
W wyniku obliczeń otrzymano tabulogramy przedstawiające wykresy widmowej gęstości mocy obu sygnałów oraz ich wzajemnej gęstości widmowej. Wszystkie otrzymane widma zgodnie z oczekiwaniami okazały się poliharmoniczne o dominatach leżących przy częstotliwości obrotów tarczy i jej kolejnych harmonicznych (jak na rys. 4).

Jedna z hipotez dotyczyły możliwości wzbudzania drgań rezonansowych. W celu jej weryfikacji wyznaczono doświadczalnie dwiema metodami częstotliwości własne badanych tarcz.
W toku badań okazało się, że jeżeli prędkość obrotową tarczy dobrano tak, że i-ta harmoniczna prędkość obrotowej wypada w pobliżu jednej z częstotliwości rezonansowych tarczy, drgania o tej częstotliwości zostaną bardzo silnie wzbudzone, co spowoduje znaczny wzrost poziomu hałasu.

Z powyższego wynika, że znając charakterystykę tarczy można obniżyć hałas piły optymalizując prędkość obrotową tarczy. Wyniki omawianej pracy zostały praktycznie wykorzystane przez zespół badawczy IPKM do wyciszenia hałasu pił w hucie im. T. Kościuszki [2]. W wyniku odpowiedniego doboru prędkości obrotowej tarczy o zmodyfikowanej konstrukcji uzyskano redukcję hałasu cięcia ze 117 dBA do 103 dBA (mierzone w miejscu przebywania obsługi ok. 4 m. od piły).

Modyfikacja tarczy polegała na zastosowaniu nacięć promieniowych i obwodowych wykonanych w celu otrzymania korzystniejszego dla doboru prędkości obrotowej rozkładu ich częstotliwości własnych.

LITERATURA

[1] Chodasewicz W.: Metoda oceny wzbudzania drgań tarcz pił na podstawie analizy efektu akustycznego cięcia. Praca doktorska. Maszynopis IPKM.

[2] Chodasewicz W., Kulczycki Sz.: Wyciszenie hałasu pił tarczowych na Wydziale Walcowni Dużych huty im. T. Kościuszki. Praca dla Przemysłu. Maszynopis IPKM, cz. I, II, III.

[3] Mote C.D.: The Vibration of the Circular Saws. Shock and Vibr. Digest 12.1978.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Zbigniew Engel

Wpłynęło do Redakcji 20.11.1980 r.

РЕДУКЦИЯ ШУМА РЕЗКИ МЕТАЛЛА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ПРОЦЕССА ВОЗБУЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДИСКА ПИЛЫ

Р е з ю м е

Доказано, что процесс возбуждения колебаний диска не является случайным, а система возбуждающих сил вызывает вынужденные периодические колебания диска с одновременным сильным глушением составляющих, которые не являются гармоническими частоты вращений. Исследование этого явления позволяет соответственно подобрать вращения диска так, чтобы ни одна из самых существенных его собственных частот не была расположена рядом с гармонической частоты вращений. Это вызвало редукцию шума резки на около 15 ЗА.

THE NOISE REDUCTION OF METAL CUTTING ON THE GROUND OF THE ANALYSIS OF THE PROCESS OF VIBRATION EXCITATION OF A SAW-BLADE PISK

S u m m a r y

It has been proved that the process of vibration excitation of a disk is not random and the exciting force system forces the periodic vibration of a disk with the simultaneous strong damping of partials with are not the harmonics of rotation frequency. The recognition of this phenomenon has enabled proper selection of rotational speed of a disk lest none of its most essential natural frequencies should lie in the reighbourhood of harmonic of rotation frequency. It has caused the noise reduction of cutting by about 15 dBA.