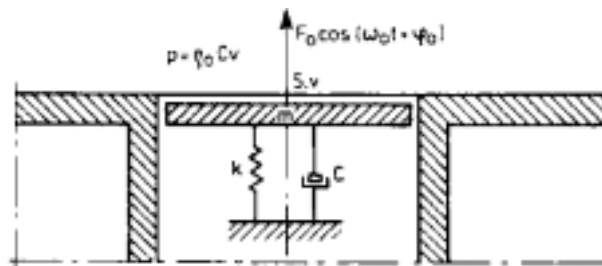


6.2. REDUKCJA HAŁASU W ŹRÓDLE

W rozdziale drugim omówiono zasadnicze przyczyny generacji hałasu w przemyśle, wskazując i omawiając dwie drogi generacji: mechaniczną i aerodynamiczną. Choć rozdzielanie tych dwu sposobów generacji nie dla każdego źródła jest możliwe, to ze względów dydaktycznych dogodnie jest oddzielnie omówić metody obniżenia hałasu źródeł mechanicznych i aerodynamicznych.

6.2.1. OBNIŻENIE MOCY AKUSTYCZNEJ DRGAJĄCYCH ELEMENTÓW MASZYNOWYCH

Bezpośrednie efektywne przetworzenie drgań mechanicznych w równoważną energię dźwięku jest możliwe jedynie w przypadku współfazowych drgań płaskiej powierzchni (sztywna płyta - porównaj rozdz. 1, wzór (1.43)). W technice mamy na ogół do czynienia z drganiami elementów maszyn i urządzeń, które modelowo należy traktować jako drgające ustroje sprężyste z superpozycją drgań o różnych częstościach i fazach. Ponadto wzdłuż rozpiętości tych ustrojów amplitudy drgań są zmienne, zależne od warunków mocowania, położenia punktów wzbudzenia, jednorodności ustroju itd. Zostawiając na razie na uboczu rzeczywiste warunki generacji hałasu mechanicznego, rozważmy najprostszy układ drgający o jednym stopniu



Rys. 6.1. Promieniowanie hałasu mechanicznego przez drgający element maszynowy zamodelowany układem o jednym stopniu swobody

swobody jako model elementu maszynowego, promieniującego hałas. Przy odpowiedniej konstrukcji elementów może on być wzorcowym źródłem hałasu mechanicznego (rys. 6.1). Układ taki w charakterze sztywnej płyty o powierzchni S podpartej sprężystie rozważaliśmy już w rozdziale piątym. Tutaj więc od razu napiszemy wyrażenie na amplitudę przemieszczeń płyty, która zgodnie z wzorem (5.5) ma postać

$$u(t) = \frac{F_0 \cos \omega_0 t}{\sqrt{(k - m\omega_0^2)^2 + h^2 \omega_0^2}} \quad (6.1)$$

Jak wiemy z rozdziału 1 ciśnienie promieniowanego dźwięku jest proporcjonalne do prędkości drgań powierzchni. Obliczając więc jej amplitudę mamy

$$v(t) = \dot{u}(t) = \frac{-F_0 \omega_0 \sin \omega_0 t}{\sqrt{(k - m\omega_0^2)^2 + h^2 \omega_0^2}}$$

$$V = \frac{\omega_0 F_0}{\sqrt{(k - m\omega_0^2)^2 + h^2 \omega_0^2}} = \alpha_F(\omega_0) \omega_0,$$

gdzie $\alpha_F(\omega_0)$ jest podatnością układu na wymuszenie siłowe. Stąd amplituda ciśnienia dźwięku będzie

$$p = \rho_0 c v = \frac{\rho_0 c \omega_0 F_0}{\sqrt{(k - m\omega_0^2)^2 + h^2 \omega_0^2}}$$

(6.2)

gdzie ρ_0 i c - gęstość i prędkość dźwięku w otaczającym ośrodku.

Zastanowimy się obecnie, od jakich parametrów układu mechanicznego m , k , c , zależy wartość promieniowanego ciśnienia i jak należy ją obniżyć. Podobnie jak w punkcie 5.2 rozważania nasze przeprowadzimy w trzech strefach częstotliwości względem częstości rezonansowej układu $\omega_r = \sqrt{k/m}$. Analizując formułę (6.2) pod tym kątem widzenia można dojść do następujących wniosków

$$\omega_0 < \sqrt{\frac{k}{m}} - \text{obszar wpływu } k, \quad p \sim \frac{\rho_0 c \omega_0 F_0}{k}; \text{ zwiększyć } k !$$

$$\omega_0 \cong \sqrt{\frac{k}{m}} - \text{rezonans} - \text{obszar wpływu } h, \quad p \sim \frac{\rho_0 c F_0}{h}; \text{ zwiększyć } h ! \quad (6.3)$$

$$\omega_0 > \sqrt{\frac{k}{m}} - \text{obszar wpływu } m, \quad p \sim \frac{\rho_0 c F_0}{m \omega_0}; \text{ zwiększyć } m !$$

Jak widać z uzyskanych oszacowań modelu elementarnego źródła hałasu mechanicznego jego ciśnienie dźwięku można obniżyć, zwiększając wartości sztywności k ,

tłumienia c , masy m . Jasne jest więc dlaczego współczesne oszczędne materiałowo maszyny są istotnymi źródłami hałasu. Chcąc jednak dalej oszczędzać materiały i stosować optymalizację masową i gabarytową przy projektowaniu maszyn, należy zatrudnić wszystkie dostępne środki-redukcji promieniowanej mocy hałasu.

Moc promieniowana przez elementarne źródło dźwięku wg rozważań rozdziału I (wzór (1.45)) wynosi

$$N = \rho_0 c \bar{v}^2 S, \quad (6.4)$$

gdzie dodatkowo \bar{v}^2 - uśredniony po czasie kwadrat prędkości drgań powierzchni S . Jeśli podstawimy tu wyrażenie na $v(t)$, to uzyskamy

$$N = \frac{\rho_0 c \omega_0^2 F_0^2 S}{(k - m\omega_0^2)^2 + h^2 \omega_0^2} = \rho_0 c \omega_0^2 \alpha_F^2(\omega_0) \bar{F}_0^2 S = \rho_0 c M_F^2(\omega_0) F_0^2 S \quad (6.5)$$

$$\omega_0^2 \alpha_F(\omega_0) = \frac{\omega_0^2}{(k - m\omega_0^2)^2 + h^2 \omega_0^2} = M_F(\omega_0)$$

oraz $\alpha_F(\omega)$ Jest podatnością, zaś $M_F(\omega_0)$ mobilnością na wymuszenie siłowe naszego elementarnego źródła dźwięku.

Jeśli przeprowadzimy teraz analizę mocy akustycznej promieniowanej w poszczególnych obszarach częstotliwości, to nasze wnioski będą identyczne jak dla ciśnienia (6.3).

Przejdźmy obecnie do rozważania zagadnień promieniowania dźwięku przez złożone źródła mechaniczne. Zgodnie z rozdziałem I moc promieniowaną oblicza się jako uśredniony po czasie i przestrzeni iloczyn ciśnienia akustycznego i prędkości drgań normalnej do powierzchni S (patrz (1.45)). Dla źródeł o dostatecznie dużych wymiarach d w porównaniu z długością promieniowanej fali $\lambda (d \gg \lambda)$ można przyjąć, że nie ma przepływu ośrodka równoległego do powierzchni ani wokół krawędzi elementu. Wtedy relacja między ciśnieniem i prędkością drgań jest analogiczna jak dla fali płaskiej: $p = \rho_0 c v$. Wynikający stąd wzór na moc akustyczną złożonego źródła dźwięku będzie miał postać

$$N_z = \oint_S p \bar{v}_n dS = \rho_0 c \oint_S \bar{v}^2 dS = \rho_0 c \langle \bar{v}^2 \rangle S, \quad (6.6)$$

gdzie $\langle \bar{v}^2 \rangle = \frac{1}{S} \oint_S \bar{v}^2 dS$ - uśredniona prędkość drgań elementu.

Zwracamy tu uwagę, że rozpatrywany element drga pod wpływem wymuszenia siłowego $F(t) = F_0 \cos \omega_0 t$ przyłożonego w punkcie F , a charakteryzując jego drgania mierzymy je w punkcie reprezentatywnym A . Tak więc średni kwadrat prędkości drgań w tym punkcie będzie

$$\bar{v}_{AF}^2 = M_{AF}^2 \bar{F}_0^2 = M_{FF} F_0^2 \eta_t = \eta_t \bar{v}_{FF}^2, \quad (6.7)$$

gdzie oprócz mobilności w punkcie odbioru M_{AF} wprowadziliśmy mobilność w punkcie wymuszenia M_{FF} i funkcję transmisji drgań od miejsca wymuszenia F do odbioru A.

Charakteryzując drgania całego ustroju prędkością w punkcie reprezentatywnym A, sprowadzamy całe zagadnienie do drgań sztywnej płyty z prędkością \bar{v}_A^2 promieniującej hałas. Tym samym średni kwadrat (po powierzchni) porównywany do v_A^2 jest współczynnikiem efektywności promieniowania η_r jak we wzorze (2.6)

$$\frac{\langle v^2 \rangle}{v_{AF}^2} = \eta_r \quad (6.8)$$

Tak więc wprowadzając (6.8) do (6.6), możemy napisać

$$N_Z = \rho_0 c \eta_r \bar{v}_{AF}^2 S = \rho_0 c \eta_r \eta_t \bar{v}_{FF}^2 S = \rho_0 c \eta_r \eta_t M_{FF}^2 \bar{F}_0^2 S. \quad (6.9)$$

Jeśli porównamy ten wynik do mocy hałasu drgań sztywnej płyty o powierzchni S

$$N_p = \rho_0 c \bar{v}_{FF}^2 S, \quad (6.10)$$

to otrzymamy wynik analogiczny jak w (2.6), czyli

$$\Lambda = \frac{N_Z}{N_p} = \eta_t \eta_r, \quad (6.11)$$

który nie zawiera sprawności przetwarzania mocy mechanicznej na drgania η_v , gdyż jest ona ukryta w wyrażeniu na amplitudę prędkości punktu wymuszenia $v_{FF}^2 = M_F^2 F_0^2$. Wynikającą stąd moc (6.10) należy przyrównać do całkowitej mocy mechanicznej dostarczonej do maszyny tak, że zgodnie z wzorem (1.58) oraz (6.9) będziemy mieli

$$\eta_a = \frac{N_Z}{N_m} = \frac{\rho_0 c \eta_r \eta_t \bar{v}_{FF}^2 S}{N_m} = \eta_v \eta_r \eta_t, \quad (6.12)$$

$$N_Z = \eta_a N_m.$$

Przystępując do dyskusji dwu ostatnich wyników (6.12) oraz (6.9) i mając na uwadze redukcję mocy hałasu mechanicznego, zauważmy, że promieniowana moc akustyczna będzie tym mniejsza, im mniejsza efektywność przetwarzania energii dostarczonej η_a (zgodnie z (1.58) oraz (6.12)). Z kolei współczynnik ten jest ilorazem trzech innych współczynników efektywności

η_v - efektywność przetwarzania energii mechanicznej na drgania $(\eta_v \leq 1)$,

η_t - efektywność transmisji tych drgań do miejsca wypromieniowania $(\eta_t > 1)$,

η_r - efektywność promieniowania ustroju $(\eta_r \leq 1)$.

Efektywność przetwarzania energii mechanicznej na drgania η_v zależy od wielu czynników projektowych maszyny (wartość F_0), ale przede wszystkim od jej stanu technicznego (luzy, rozosiewanie agregatu, niewyrównowazenie, smarowanie itd.). Należy więc szukać największych możliwości redukcji hałasu maszyn na etapie ich eksploatacji.

Efektywność transmisji drgań η_t , mało się zmienia podczas pracy (życia) maszyny, należy je więc kształtować jako minimalną na etapie konstruowania maszyny. Jak wiemy mamy tu cały wachlarz rozwiązań wibroizolacji, dźwiękoizolacji, tłumienia drgań, omówiony w rozdziale 5.

Efektywność promieniowania η_r obliczana jest jako moc promieniowana przez sztywną płytę o powierzchni S . Trzeba więc wpięrcw zauważyć, że minimalizacja samej powierzchni jest tu szczególnie istotna. Dla konstrukcji osłonowych (ze względów bezpieczeństwa) stosuje się więc osłony perforowane, a nawet siatkowe, minimalizując w ten sposób efektywną wartość powierzchni promieniującej. Dla powierzchniowych konstrukcji nośnych nie jest to możliwe, lecz nie bez znaczenia jest tu kształt powierzchni, który może umożliwić kompensację fal wypromieniowanych z różnych miejsc konstrukcji, a nawet kompensacyjny przepływ ośrodka dla niskich częstotliwości. Role wymiarów i kształtów konstrukcji jako źródła hałasu można łatwo zilustrować, porównując promieniowanie współfazowo oscylującej kuli z drganiami płyty o tej samej powierzchni! prędkości drgań. Efektywność promieniowania zgodnie z (1.60) będzie

$$\eta_r = \frac{N_k}{N_p} = \frac{4\pi a^2 \rho_0 c v^2}{\rho_0 c v^2 S} \frac{k^2 a^2}{l + k^2 a^2} = \frac{k^2 a^2}{l + k^2 a^2},$$

a – promień kuli o powierzchni $S = 4\pi a^2$, $k = \omega_0 / c = 2\pi / \lambda$ - liczba falowa.

Porównując wymiar źródła $2a$ z długością fali λ znajdziemy

$$\eta_r = \begin{cases} \sim k^2 a^2 = \frac{\omega_0^2}{c} \ll 1, & \text{dla } k_a = \frac{2\pi a}{\lambda} < 1, \\ \sim 1 & \text{dla } k_a = \frac{2\pi a}{\lambda} > 1. \end{cases} \quad (6.13)$$

Widać tutaj, że jedna z dróg zmniejszenia efektywności promieniowania to obniżka ilorazu k_a , tzn. skracanie wymiarów źródła w stosunku do długości promieniowanej fali.

Przedstawiona analogia do źródła kulistego odnosi się w pierwszym przybliżeniu do każdego ze źródeł o skończonych wymiarach obserwowanego w polu dalekim ($k_r > \pi$, r - odległość od źródła). Stąd też wynika stosowana często w obliczeniach redukcja każdego ze źródeł hałasu do źródła punktowego.

6.2.2. REDUKCJA MOCY ŹRÓDEŁ HAŁASU AERODYNAMICZNEGO

W punkcie 2.1.2 opisano zasadnicze sposoby generacji hałasu mechanicznego.

Moc hałasu aerodynamicznego stanowią:

- hałas spalania: $N \sim V^2 S^2 l^2$; V - prędkość napływu, S - powierzchnia wylotu,

l - wymiar charakterystyczny,

- hałas maszyn tłokowych: $N \sim V^4 D^2$; D - średnica tłoka,

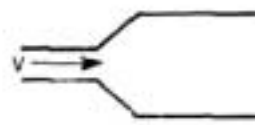
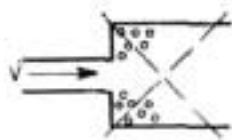
- hałas opływu przeszkód: $N \sim V^6$,

- hałas kawitacji: $N \sim V^\chi$, $\chi = 6 \div 30$,

czyli prędkość napływu lub wypływu czynnika V ma tu pierwszoplanowe znaczenie. Jej minimalizacja do granic możliwości funkcjonalnych określonego urządzenia jest zawsze pierwszym krokiem w redukcji mocy hałasu aerodynamicznego. Drugim czynnikiem warunkującym generację hałasu jest czasoprzestrzenny charakter pola prędkości w strudze $V(x,y,z,t)$. Im mniejsze gradienty zmian tego pola w każdym miejscu strugi, oraz im mniejsze przyspieszenie strugi, tym niższa będzie moc generowanego hałasu aerodynamicznego. Te teoretyczne warunki w rzeczywistości technicznej sprowadzają się do następujących bardzo istotnych rozwiązań:

Minimalny gradient prędkości:

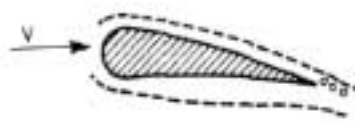
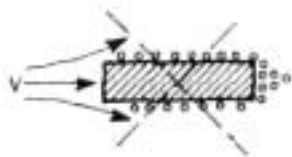
- stopniowa zmiana przekroju strugi:



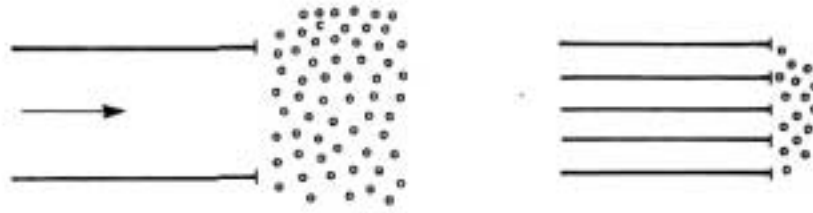
- stopniowa zmiana kierunku strugi:



- opływowy kształt elementów konstrukcji:

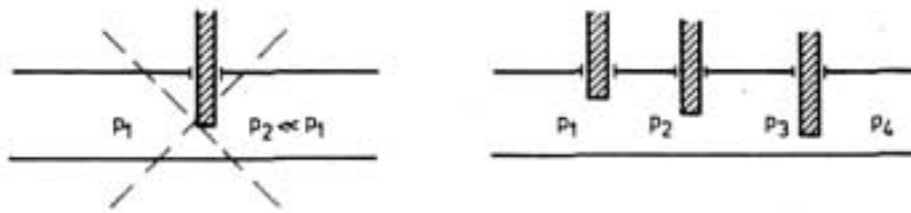


- podział strugi dla wygładzenia strumienia lub zmniejszenia promienia turbulencji:



(wygładzenie strugi następuje na drodze kilku średnic);

- stopniowa redukcja ciśnienia w zaworach dla uniknięcia kawitacji:



Minimalne przyspieszenie strugi:

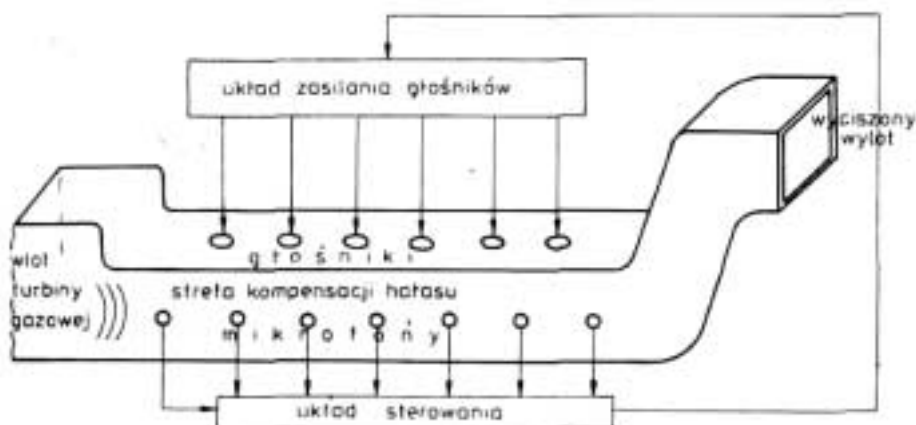
- powolne otwieranie zaworów upustów,
- ukośne kształty zasuw, języków wentylatorów.

Inne środki minimalizacji hałasu aerodynamicznego, zwłaszcza w odniesieniu do maszyn wirnikowych, to łopatki o specjalnie porowatym mikroprofilu powierzchni [91] , instalacja siatek turbulizujących na wlocie wentylatorów osiowych [92] i nierównomierna, podziałka łopatek dla minimalizacji składowych tonalnych, a także specjalne ujęcie czynnika na wlocie i wylocie maszyny [93].

Jeśli te podstawowe środki redukcji hałasu aerodynamicznego zawodzą, to jedyną drogą jest włączenie do instalacji specjalnych tłumików, o których będziemy jeszcze mówić.

6.2.3. ELEKTRONICZNE METODY TŁUMIENIA HAŁASU

Burzliwy rozwój elektroniki umożliwia również zwalczanie hałasu „antyhałasem”, tzn. możliwa jest czynna kompensacja dźwięku w pewnym obszarze za pomocą sterowanego elektronicznie dodatkowego źródła dźwięku. Dziedzina ta jest obecnie obszarem intensywnych badań [94], a zasadę tego sposobu eliminacji hałasu wyjaśnia poglądowo rys. 6.2. Jak widać z rysunku w przestrzeni chronionej hałasowe znajduje



Rys. 6.2. Szkic koncepcji czynnej eliminacji hałasu

się układ mikrofonów śledzących -zmiany pola akustycznego, a pochodzące od pierwotnego źródła hałasu i źródeł kompensujących. Układ sterowania mikroprocesorowego ma za zadanie tak zasilać źródła kompensujące (głośniki), by wypadkowe pole akustyczne miało pożądane własności - zwykle minimalny poziom. Koncepcja ta pochodzi z lat trzydziestych, lecz była możliwa do zastosowania jedynie dla okresowych pól stacjonarnych. Obecnie zaś zastosowanie mikroprocesorów daje możliwość wytłumienia hałasu w kanałach wylotowych turbin gazowych, gdzie zwykle środki (tłumiki) są nieraz niewystarczające.