

# Ograniczanie drgań układu wentylator-silnik elektryczny na przykładzie remontowanej instalacji wentylacyjnej – studium przypadku

Reducing vibrations of the fan-electric motor system  
on the example of a renovated ventilation installation  
– a case study

JULIUSZ WALASZCZYK

DOI 10.36119/15.2024.2.4

W ostatnich latach coraz mniej uwagi przykładano do elementów związanych z prawidłową amortyzacją maszyn wirnikowych (wentylator – silnik, pompa – silnik itd.). W pogoni za ograniczeniami, przede wszystkim kosztów inwestycyjnych, nierzadko podejmowane są pochopne decyzje związane z „odchudzaniem” ram podporowych czy fundamentów pod maszyny wirnikowe. Dla zobrazowania skutków takich działań w artykule przedstawiono i omówiono wyniki pomiarów drgań wykonanych w obiekcie rzeczywistym przed oraz po wymianie instalacji wentylacyjnej obsługującej halę przemysłową. Wyniki pomiarów zestawiono z wynikami obliczeń wykonanych na podstawie 3 metod teoretycznych. Wykazano, że odpowiednia masa ramy podporowej oraz staranne wypoziomowanie układów mają decydujący wpływ na uzyskiwane amplitudy drgań. Tezę tę udowodniono poprzez ograniczenie drgań z 16,39 mm/s RMS do 4,23 mm/s RMS. Wykazano, że regularne monitorowanie amortyzacji może skutecznie i szybko doprowadzić do wykrycia problemów związanych z pracą wentylatorów i silników (uszkodzenie łożysk, niebezpieczne amplitudy drgań przegród budowlanych).

Słowa kluczowe: wibracje, wibroizolacja, maszyny wirnikowe, wentylacja, HVAC

In recent years, less and less attention has been paid to elements related to the proper depreciation of rotating machines (fan – electric motor, pump – electric motor, etc.). In the pursuit of reductions, especially in investment costs, hasty decisions are often made related to “slimming” support frames or foundations for rotating machines. To illustrate the effects of such actions, the article presents and discusses the results of vibration measurements performed in a real facility before and after replacing the ventilation installation that serves an industrial hall. The measurement results were compared with the results of calculations made based on 3 theoretical methods. It has been shown that the appropriate mass of the support frame and careful levelling of the systems have a decisive impact on the vibration amplitudes obtained. This thesis was proven by reducing vibrations from 16.39 mm/s RMS to 4.23 mm/s RMS. It has been shown that by regular monitoring of isolators depreciation one can effectively and quickly detect problems related to the operation of fans and electric motors (damage to bearings, dangerous vibration amplitudes of building partitions).

Keywords: vibrations, vibration isolators, centrifugal machines, ventilation, HVAC

## Wprowadzenie

Na całym świecie działy utrzymania ruchu są odpowiedzialne za monitorowanie stanu pracy maszyn. Oprócz pomiarów parametrów elektrycznych, termowizji, czy jakości powietrza w pomieszczeniach, dla zapewnienia prawidłowej pracy urządzeń wykorzystywane są pomiary drgań oraz poziomu hałasu. Coraz większa część instalacji HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning), szczególnie przemysłowych, jest opomiarowana pod kątem kontroli wibracji. Takie podejście pozwala na monitorowanie pracy m.in.

łożysk wentylatorów i silników, w efekcie czego możliwe jest wydłużenie czasu międzyremontowego urządzeń (z ang. MTBR – Mean Time Between Repair). Ma to szczególne znaczenie zwłaszcza w sytuacji, kiedy bezawaryjna praca zespołu wentylator-silnik jest wymagana w celu zapewnienia ciągłości procesu produkcyjnego.

Firma konsultingowa Grand View Research przewiduje, że wartość światowego rynku czujników wibracji w latach 2022-2030 będzie rosła każdego roku średnio o 7,1% [1]. Upowszechnianie się i rozwój akcelerometrów wpisuje się ogólnie

noświatową tendencję predykcyjnego utrzymywania ruchu (ang. predictive maintenance). Gromadzenie i bieżąca analiza danych z czujników, pozwala na wykrycie usterek, zanim maszyna ulegnie poważnemu uszkodzeniu.

Dane z sensorów mogą być porównywane z wartościami zamieszczonymi w normie lub w DTR urządzenia [2]. W praktyce, przy ocenie drgań bardzo często porównuje się bieżące wyniki pomiarów z pomiarami archiwalnymi. Znaczącą pomocą w określaniu dopuszczalnych wartości drgań jest też część pierwszej szeroko cytowanej normy ISO 10816,

zastąpionej obecnie przez normę ISO 20816. Pierwsza część wymienionych standardów została zaimplementowana przez Polski Komitet Normalizacyjny (PKN). W związku z tym w literaturze krajowej i międzynarodowej pojawiają się odwołania do różnych oznaczeń tych standardów, tj. pojawia się numeracja krajowa i międzynarodowa.

Międzynarodowa organizacja ISO opublikowała w 1995 roku część pierwszą normy 10816, czyli ISO 10816-1:1995 „Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1: General guidelines”. Po przetłumaczeniu jej na język polski, PKN przyjął tę normę w 1998 roku nadając jej oznaczenie PN-ISO 10816-1:1998. W 2009 roku ukazała się aktualizacja do międzynarodowej normy oznaczona ISO 10816-1:1995/Amd 1:2009, która nie została w Polsce wprowadzona. W 2016 roku organizacja ISO opublikowała, obowiązującą aktualnie, część pierwszą normy 20816, czyli ISO 20816-1:2016. Według wytycznych organizacji ISO standard ISO 10816-1:1995 został całkowicie zastąpiony przez ISO 20816-1:2016. Natomiast standard ISO 20816-1:2016 został wprowadzony przez PKN w 2020 roku, wyłącznie w wersji angielskiej, pod normą oznaczoną numerem PN-ISO 20816-1:2020-03. Jednocześnie norma PN-ISO 10816-1:1998 została wycofana, chociaż PKN nigdzie nie wskazuje, aby była zastąpiona przez PN-ISO 20816-1:2020-03. Na Rys. 1 zamieszczono zależności występujące między standardami, podając przy tym oryginalne tytuły.

maszyny [3]. W artykule [4] wymienione strefy są powiązane ze stanem technicznym, odpowiednio: *dobrym, satysfakcjonującym, alarmowym i niedopuszczalnym*. Przy czym poszczególne strefy należy rozpatrywać wraz z rozróżnieniem na klasy maszyn. Natomiast klasy maszyn są związane w ogólności z mocą i sposobem przytwierdzenia do podłoża [3, 5].

W obowiązującej polskiej normie PN-ISO 20816-1:2020-03 nie ma wprost rozróżnienia na klasy maszyn, natomiast pozostawiono strefy A, B, C i D. Przy czym wyraźnie zaznacza się, że wartości graniczne drgań dla poszczególnych stref są zdefiniowane tylko w wypadkach, gdy inne międzynarodowe normy nie zostały zdefiniowane dla danej maszyny, ani nie można wykorzystać żadnych znanych dotychczas rekomendacji [6].

Zgodnie z normą PN-ISO 20816-1:2020-03 kontrolę eksploatacyjną przeprowadza się podczas normalnej pracy maszyny. Kryteria oceny omawiane w normie odnoszą się tylko do drgań wytwarzanych przez samą maszynę. Nie odnoszą się do drgań przenoszonych na maszynę z zewnątrz. Norma nie uwzględnia drgań skrętnych [6].

## Objekt badań

W niniejszym artykule analizie poddano rzeczywisty zespół maszyn wirnikowych wentylator-silnik elektryczny. Objętościowy strumień powietrza tłoczonego przez wentylator wynosi  $\sim 50\,000\text{ m}^3/\text{h}$ . Dla takiego strumienia oraz określonego sprężu, moc na wale wentylatora wynosi

artykule graniczne wartości drgań przyjęte do oceny pracy maszyn przywołane są z normy PN-ISO 10816-1:1998.

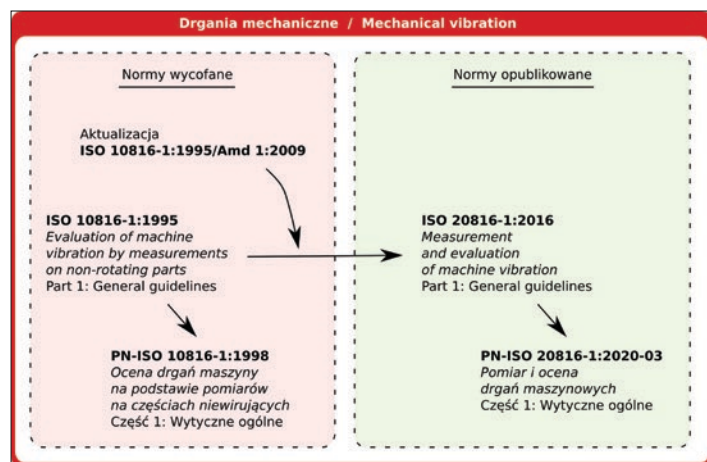
Omawiany układ wentylator-silnik dostarcza powietrze niezbędne do hali przemysłowej i jest przeznaczony do pracy ciągłej, 24 godziny na dobę, niemal przez cały rok. W harmonogramie pracy pojawiają się jedynie okresowe, jednodniowe przerwy serwisowe.

Zastępowany, stary (liczący ponad 20 lat) układ był zakotwiony do bloku fundamentowego. Wentylator i silnik znajdowały się w jednym pomieszczeniu technicznym, ale nie były w żaden sposób dodatkowo obudowane. Wymiana zespołu wentylator-silnik miała na celu nie tylko zastąpienie zużytych elementów, ale również była powiązana z rozbudową układu wentylacji i koniecznością montażu sekcyjnej nawiewnej centrali wentylacyjnej. Po przeprowadzeniu remontu wentylator i silnik zamontowane zostały w sekcji tłoczenia centrali wentylacyjnej, którą poprzedzała sekcja filtracji z zamontowanymi filtrami klasy ePM10 70%. Należy zwrócić uwagę na fakt, że nowy układ wentylator-silnik nie był już mocowany do fundamentu, ale został zamontowany wewnątrz centrali wentylacyjnej na dwóch ramach podporowych wspartych na wiibroizolatorach gumowych.

Z uwagi na znaczne rozmiary wentylatora oraz niewielką powierzchnię wolną dla montażu centrali wentylacyjnej, maszyny wirnikowe (wentylator i silnik) zostały zamontowane w układzie typu „T”, jak to przedstawiono na Rys.2. W wersji pierwotnej posiadały oddzielne ramy podporowe, które nie były ze sobą sztywno połączone.

Pierwsze analizy wibracji nowego układu wykazały znaczący wzrost drgań w porównaniu do pomiarów uzyskiwanych dla poprzedniego, wystużonego układu. Ponieważ jedyne połączenie między zespołem silnika i zespołem wentylatora stanowiły pasy napędowe, wydawało się, że nadmierne drgania spowodowane są właśnie brakiem sztywnego połączenia między ramą podporową silnika i wentylatora. Z tego względu dokonano połączenia obu ram przy pomocy 3 stalowych profili (Rys. 2). Profile na Rys. 2 zostały wskazane strzałkami.

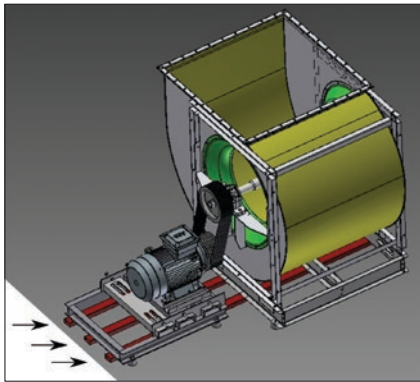
Połączenie ram nie zmniejszyło amplitudy drgań, a nawet nieco pogorszyło odczyty. Dlatego w następnej kolejności dociążono układ. Dociążenie układu spowodowało zwiększenie stosunku masy całkowitej układu do masy części wirujących. Goliński [7] zaleca, aby stosunek wymienionych mas zawierał się w przedziale



Rys. 1. Stan prawny dotyczący norm drgania mechaniczne wraz z krajowymi i międzynarodowymi tytułami Fig. 1. Legal status regarding standards Mechanical vibration with domestic and international titles

Polska Norma, obecnie wycofana, PN-ISO 10816-1:1998 definiuje zakresy wartości prędkości drgań i przypisuje im nazwy stref A, B, C i D, przy czym strefa A to drgania bezpośrednio po odbiorze eksploatacyjnym, natomiast strefa D to praca, która może prowadzić do uszkodzenia

49,7 kW, natomiast moc silnika napędzającego wentylator wynosi 55 kW. Zgodnie z wycofaną normą PN-ISO 10816-1:1998 układ należy zakwalifikować do klasy II, czyli maszyn średniej wielkości [3]. Zgodnie z wytycznymi podanymi przez użytkownika instalacji w niniejszym



Rys. 2.  
Połączenie ramy wentylatora i silnika trzema stalowymi profilami

Fig. 2. Connection between fan and motor frames by means of three steel beams

4,5 – 6, przy czym im większy ten stosunek tym amplituda przemieszczenia drgań będzie mniejsza [7]. Dla zapewnienia prawidłowej pracy amortyzatorów gumowych dociążenie ram wykonano z zapewnieniem wyrównania położenia środków ciężkości układu i ramy podporowej.

W toku prac modernizacyjnych masa całkowita układu zwiększyła się z początkowych 953 kg do 1361 kg. Prace modernizacyjne wykonano w następujących 3 głównych etapach:

- 1) wymiana starego agregatu wentylatorowego na nowy układ,
- 2) złączenie ram wentylatora i silnika,
- 3) dociążenie i wyrównanie środka ciężkości.

W niniejszym artykule opisano jak zmieniały się drgania układu wentylatorowego po zrealizowaniu każdego z wymienionych etapów.

Głównym celem artykułu jest porównanie uzyskanych wartości pomiarowych z wynikami obliczeń teoretycznych oraz symulacji przeprowadzonych w oprogramowaniu MATLAB, które często są wykorzystywane do wstępnego doboru układu amortyzacyjnego.

### Opis matematyczny układu

Jednomasowy układ drgający (masa połączona z ostoją sprężyną i przez element tłumiący), może być opisany liniowym równaniem różniczkowym drugiego rzędu [7]:

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = F_0 \sin(\omega t) \quad (1)$$

gdzie:

$m[\text{kg}]$  – masa układu,  
 $c[\text{Ns/m}]$  – współczynnik tłumienia,  
 $k[\text{N/m}]$  – współczynnik sprężystości,  
 $F_0[\text{N}]$  – amplituda siły wymuszającej (ogólnie),

$\ddot{y}[\text{m/s}^2]$  – przyspieszenie drgań,

$\dot{y}[\text{m/s}]$  – prędkość drgań,

$y[\text{m}]$  – przemieszczenie drgań,  
 $\omega[\text{rad/s}]$  – częstość wymuszenia (ogólnie),  
 $t[\text{s}]$  – czas.

Równanie równowagi dynamicznej 1 opisuje ruch w jednej płaszczyźnie (na przykład wyłącznie drgania pionowe). Lewa strona równania łączy właściwości układu drgającego  $m$ ,  $c$ ,  $k$  z parametrami ruchu, czyli z przemieszczeniem  $y$ , prędkością  $\dot{y}$  i przyspieszeniem drgań  $\ddot{y}$ . Po prawej stronie równania znajduje się wymuszenie (w tym przypadku o przebiegu sinusoidalnym). Zapis siły wymuszającej w postaci  $F_0 \sin(\omega t)$  związany jest z ruchem obrotowym wirnika lub rotora, który odpowiada za powstanie wymuszenia. Wirnik obraca się z prędkością kątową  $\omega$ , ściśle zależną od częstotliwości obrotowej  $n$ :

$$\omega = 2\pi n \quad (2)$$

gdzie:

$n[\text{Hz}]$  – częstotliwość obrotowa.

W równaniu 1 występują przebiegi względem czasu: przemieszczenia  $y(t)$ , prędkości  $\dot{y}(t)$  i przyspieszenia drgań  $\ddot{y}(t)$ .

W praktyce inżynierskiej najczęściej nie poddaje się analizie pełnych przebiegów w czasie, ale raczej wybrane parametry tych przebiegów. Przykładowo może to być: wartość międzyszczytowa przemieszczenia  $y_{p-p}$  (peak-peak), wartość maksymalna prędkości drgań  $\dot{y}_{\max}$  (0-peak) lub wartość maksymalna przyspieszenia drgań  $\ddot{y}_{\max}$  (0-peak).

W praktyce pomiarowej dodatkowym problemem jest fakt, że przebiegi względem czasu najczęściej mają skomplikowaną postać, której nie można opisać jedną funkcją sinusoidalną  $A \sin(\omega t)$ . W takich przypadkach posługiwanie się jedynie wartościami maksymalnymi jest niepraktyczne i może prowadzić do nieporozumień, ponieważ zupełnie różne przebiegi niesinusoidalne mogą mieć tę samą wartość maksymalną. Dlatego w diagnostyce wibracyjnej zamiast maksymalnej wartości prędkości i przyspieszenia drgań powszechnie używa się tzw. wartości skutecznej. Wartość skuteczna dowolnego przebiegu  $g(t)$ , którą zapisuje się zwykle jako  $g_{\text{RMS}}$  (RMS ang. Root Mean Square), o nieskończonym czasie trwania jest zdefiniowana wzorem 3 [8]. Ma on zastosowanie zarówno do przebiegu przemieszczenia  $y(t)$ , prędkości  $\dot{y}(t)$ , jak i przyspieszenia drgań  $\ddot{y}(t)$ , co prowadzi do zdefiniowania pojęcia wartości skutecznej przemieszczenia  $y_{\text{RMS}}$ , wartości skutecznej prędkości  $\dot{y}_{\text{RMS}}$  oraz wartości skutecznej przyspieszenia drgań  $\ddot{y}_{\text{RMS}}$ .

$$g_{\text{RMS}} = \sqrt{\lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_0^\tau g^2(t) dt}, \quad (3)$$

Oprócz wymienionych wcześniej przebiegów poszczególnych parametrów w czasie, wartości międzyszczytowej przemieszczenia, wartości maksymalnych i wartości skutecznych, przy kompleksowych analizach rozważa się także siły powstające w wyniku ruchu obrotowego wirników (rotorów) i siły przenoszone na fundament [7].

### Metodologia (M)

W badanym obiekcie monitorowaniu podlega wyłącznie wartość skuteczna prędkości drgań  $\dot{y}_{\text{RMS}}$ , dlatego ten właśnie parametr wybrano, jako kryterium do dalszej analizy. W artykule zestawiono ze sobą 4 różne metody, które pozwalają na oszacowanie wartości  $\dot{y}_{\text{RMS}}$ .

Pierwsza metoda polegała na bezpośrednim wykorzystaniu czujników drgań i została opisana w sekcjach *Pomiar (M i E)*.

Druga metoda dotyczyła obliczeń uwzględniających pojedyncze wymuszenie, tzn. silnik lub wentylator i została opisana w sekcjach *Obliczenia (M i E)*. W drugiej metodzie wykorzystywano równanie 1, które w swojej prawej części zawiera wyłącznie jedną siłę wymuszającą.

Trzecia metoda, dotyczyła symulacji komputerowych, które uwzględniały oba wymuszenia, czyli zarówno pracę silnika jak i wentylatora. Trzecia metoda została opisana w sekcjach *Symulacja (M i E)*. W metodzie drugiej i trzeciej wszelkie oszacowania teoretyczne wykonywano wykorzystując dane katalogowe i literaturowe. Nie wykorzystywano pomiarów z akcelerometrów do wprowadzania jakichkolwiek korekt do obliczeń. Dlatego przedstawiona metodologia może być wykorzystywana już na etapie doboru wibroizolatorów, aby konstruktor mógł oszacować drgania maszyny przy wykorzystaniu wyłącznie danych katalogowych.

Czwarta metoda bazowała na obliczeniach uwzględniających zmierzone ugięcia rzeczywiste wibroizolatorów. Prezentowane podejście pozwala na oszacowanie drgań przy całkowicie odłączonych od zasilania maszynach, gdzie jedynym narzędziem pomiarowym może być zwykła metrówka. Ponieważ w czwartej metodzie wykonywano obliczenia na podstawie pomiarów ugięć, sekcje dotyczące tej metody zostały nazwane *Obliczenia/Pomiar (M i E)*.

W karcie katalogowej wibroizolatora zastosowanego w rzeczywistym układzie podano „siłę sprężyny  $[\text{N/mm}]$ ”, stopnie twardości w skali A Shore’a oraz „obciążenie statyczne  $[\text{N}]$ ” [9]. Zapis metodologii

dostosowano do tych parametrów katalogowych, aby dokładnie na ich podstawie wyznaczyć wartość skuteczną prędkości drgań –  $\dot{y}_{RMS}$ .

## Pomiar

Dla omawianego zmodernizowanego układu wentylator-silnik okresowo sprawdzana była wartość skuteczna prędkości drgań  $\dot{y}_{RMS}$ , która rejestrowana była w mm/s RMS. Pomiary były wykonywane poprzez dedykowane przyłącza (wyprowadzone z obudów łożysk wentylatora) do podłączenia akcelerometrów. Pomiar dokonywany był w szerokim spektrum częstotliwości, dzięki czemu możliwe było określenie, przy jakich częstotliwościach występują największe drgania. Według wycofanej normy PN-ISO 10816-1:1998, dla maszyn klasy II, RMS prędkości drgań wynoszący 4,5 mm/s, powinien być poziomem alarmowym (strefa C). Ta sama norma podaje, że wartość 7,1 mm/s może być jeszcze uznawana za pracę w obszarze alarmowym, czyli ciągle w strefie C, ale już 11,20 mm/s stanowi wartość niedopuszczalną (strefa D) [3, 4]. Według obowiązującej normy PN-ISO 20816-1:2020-03 drgania poniżej 4,5 mm/s powinny być uznawane za pracę w strefie A/B, to znaczy z przeznaczeniem do długookresowej pracy bez ryzyka awarii.

## Obliczenia

Dla drgań o przebiegu sinusoidalnym, wartość skuteczną prędkości  $\dot{y}_{RMS}$  można wyznaczyć korzystając z zależności 4.

$$\dot{y}_{RMS} = \frac{\dot{y}_{max}}{\sqrt{2}} \quad (4)$$

Amplitudę prędkości  $\dot{y}_{max}$  dla drgań o przebiegu sinusoidalnym można wyznaczyć różniczkując funkcję  $y(t)$  opisującą przemieszczenie (wzór 5), w efekcie czego otrzymuje się funkcję opisującą przebieg prędkości drgań  $\dot{y}(t)$  (wzór 6).

$$y(t) = y_{max} \cdot \sin(\omega t) \quad (5)$$

$$\dot{y}(t) = y_{max} \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (6)$$

W sytuacji, gdy cosinus przyjmuje największą wartość, czyli 1, zależność 6 można zapisać w postaci wzoru 7. Amplituda prędkości  $\dot{y}_{max}$  obliczona ze wzoru 7 może być już bezpośrednio wstawiona do zależności 4.

$$\dot{y}_{max} = y_{max} \cdot \omega \quad (7)$$

Z kolei amplitudę przemieszczenia  $y_{max}$  można obliczyć ze wzoru 8 [10].

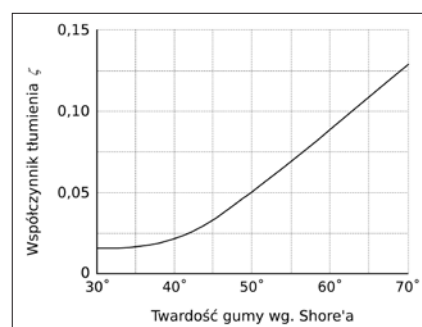
$$y_{max} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \cdot \frac{F_0}{k} \quad (8)$$

gdzie:

$\zeta$  – bezwymiarowy współczynnik tłumienia,

$\omega_n$  [rad/s] – częstość drgań własnych układu bez tłumienia.

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia  $\zeta$  jest ściśle związany z właściwościami fizycznymi konkretnego wibroizolatora lub bezpośrednio z właściwościami materiału wykorzystywanego do jego budowy. Może on zostać oszacowany na podstawie stopnia twardości Shore'a. Zależność obrazującą związek bezwymiarowego współczynnika tłumienia od stopnia twardości gumy wg Shore'a zamieszczono na Rys. 3 [7].



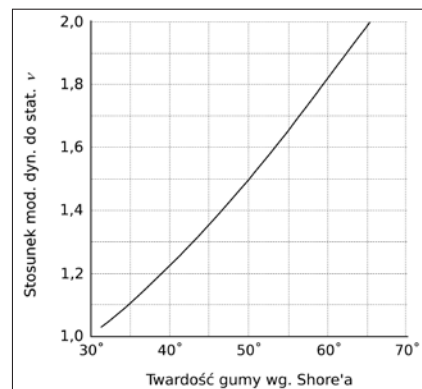
Rys. 3. Bezwymiarowy współczynnik tłumienia jako funkcja twardości gumy w stopniach Shore'a [7]  
Fig. 3. Dimensionless damping factor in relation to rubber hardness as Shore degree [7]

Mimo, że w karcie katalogowej [9] podano „siłę sprężyny [N/mm]”, to nie można uznać tego parametru bezpośrednio jako  $k$ , które występuje we wzorze 8. Zależność 8 została przygotowana dla układu opisanego równaniem różniczkowym 1, w którego przypadku zakłada się, że siła sprężystości jest wprost proporcjonalna do ugięcia wibroizolatora. W relatywnie szerokim zakresie jest to prawda dla wibroizolatora sprężynowego. Jednakże stała sprężystości wibroizolatora gumowego zmienia się wraz z obciążeniem statycznym w sposób nieliniowy [7]. Dlatego podana w katalogu [9] wartość „siły sprężyny” przy obciążeniu statycznym to tak naprawdę parametr  $k_{st}$ , który należałoby określić jako statyczny współczynnik sprężystości. Zależność pomiędzy statycznym współczynnikiem sprężystości oraz współczynnikiem sprężystości  $k$  przedstawia równanie 9 [7].

$$k = v \cdot k_{st} \quad (9)$$

gdzie:

$v$  – stosunek modułów sprężystości dynamicznych do statycznych,  
 $k_{st}$  [N/m] – statyczny współczynnik sprężystości.



Rys. 4. Stosunek modułów sprężystości dynamicznych do statycznych w funkcji twardości gumy [7]  
Fig. 4. The ratio of dynamic to static modulus of elasticity in relation to rubber hardness [7]

Stosunek modułów dynamicznych do statycznych  $v$  zależy od twardości gumy i jego wartość można oszacować korzystając z charakterystyki przedstawionej na Rys. 4 [7].

Następnie na podstawie obliczonej rzeczywistej wartości  $k$  należy wyznaczyć częstość drgań swobodnych układu  $\omega_n$  (wzór 10).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10)$$

We wzorze 8 występuje ponadto amplituda siły wymuszającej  $F_0$ . Jest to amplituda siły, z jaką w sposób cykliczny oddziałuje rotor maszyny na układ wibroizolacji. Amplitudę tej siły można obliczyć ze wzoru 11 [10].

$$F_0 = m_w \omega^2 \quad (11)$$

gdzie:

$m_w$  [kg] – masa wirująca (silnika lub wentylatora),

$r$  [m] – promień mimośrodowości wirnika w silniku lub wentylatorze.

W praktyce dość sporym problemem może być uzyskanie rzetelnej informacji o masie wirującej  $m_w$  i promieniu mimośrodowości  $r$  tej masy. Masę wirującą silnika i wentylatora można niekiedy odszukać w dokumentacji technicznej, najczęściej jednak wartość promienia mimośrodowości jest trudna do uzyskania nawet od producenta. Należy pamiętać, że promień mimośrodowości jest cechą indywidualną także dla seryjnie produkowanych elementów i w najlepszym wypadku należałoby wyznaczyć go doświadczalnie dla każdej maszyny. W przypadku braku danych należy skorzystać z zaleceń literaturowych.

W przypadku braku informacji o promieniu mimośrodowości maszyn elektrycznych (silników) przy zakresie prędkości obrotowych 500-3000 obr/min, można

oszacować wartość  $r_s$  korzystając ze wzoru 12 [7].

$$r_s = \frac{60}{20 + n^2} \cdot 10^{-3} \quad (12)$$

gdzie:

$r_s$  [m] – promień mimośrodowości wirnika w silniku.

W przypadku braku informacji o promieniu mimośrodowości wirnika wentylatora (oznaczanego  $r_w$ ), jego wartość można przyjąć według zaleceń zamieszczonych w Tabeli 1 [7]. W tej pracy, ze względu na prędkość obrotową wentylatora wynoszącą 1389 obr/min, przyjęto  $r_w = 0,3$  mm.

**Tabela 1. Wartości tzw. obliczeniowych promieni mimośrodowości dla wentylatorów i sprężarek [7] (rzeczywiste wartości należałoby zmierzyć doświadczalnie)**

**Table 1. The values of designed rotating eccentric weight radiuses for fans and compressors [7] (the real radiuses should be determined in experiment)**

| Obroty [obr/min] |      | $r_w$ [mm] |
|------------------|------|------------|
| Od               | do   |            |
| -                | 500  | 1          |
| 500              | 1000 | 0,5        |
| 1000             | 2000 | 0,3        |
| 2000             | 3000 | 0,2        |

## Symulacja

Opisana wcześniej metoda obliczeniowa ma zastosowanie wyłącznie do wymuszeń pojedynczych, tzn. gdy uruchomiany jest albo silnik, albo wentylator – nigdy oba jednocześnie. Wiąże się to z tym, że po prawej stronie równania 1 znajduje się opis wyłącznie jednej siły wymuszającej, a w konsekwencji wzór 8 jest również prawdziwy tylko dla pojedynczego wymuszenia. Aby uwzględnić działanie obu wymuszeń jednocześnie należy wykorzystać równanie 13, gdzie po prawej stronie zapisano obie siły wymuszające.

$$m \ddot{y}(t) + c \dot{y}(t) + ky(t) = F_s \sin(\omega_s t) + F_w \sin(\omega_w t) \quad (13)$$

gdzie:

$F_s$  [N] – amplituda siły wymuszającej pochodzącej od silnika,  
 $F_w$  [N] – amplituda siły wymuszającej pochodzącej od wentylatora,  
 $\omega_s$  [rad/s] – częstość wymuszenia związanego z pracą silnika,  
 $\omega_w$  [rad/s] – częstość wymuszenia związanego z pracą wentylatora.

Równanie 13 można rozwiązać przeprowadzając symulacje komputerowe. Na potrzeby artykułu wykorzystano podejście oparte o transmitancje operatoro-

we zmiennej zespolonej  $s$ . Symulacje zostały wykonane w oprogramowaniu MATLAB. Więcej szczegółowych informacji na temat modelowania układu wibroizolacji przy pomocy transmitancji operatorowych można znaleźć w publikacji [11].

## Obliczenia/pomiar

Zaprezentowane wcześniej metody obliczeniowe i symulacyjne zakładają całkowitą symetrię rozłożenia masy, to znaczy każdy wibroizolator jest obciążony w identyczny sposób. Innymi słowy każdy wibroizolator ma to samo ugięcie statyczne  $\delta_{st}$ .

Omawiany układ rzeczywisty początkowo nie zawsze był obciążony w sposób symetryczny. Bezpośrednio po wymianie wentylatora na nowy (przed poprawkami redukującymi drgania), różnice ugięć poszczególnych wibroizolatorów były bardzo znaczące, tj. od około 0,2 mm do 6 mm. Tak duże rozbieżności wynikały z poważnej asymetrii obciążenia. Część wibroizolatorów przyjmowała niemal cały ciężar maszyny, podczas gdy inne praktycznie nie były obciążone.

W sekcjach *Obliczenia (E)* i *Symulacja (E)* wykonywano obliczenia przyjmując stałe ugięcie układu wibroizolacji (wszystkich wibroizolatorów) przy konkretnym obciążeniu (konkretnej masie). Ponieważ w rzeczywistym obiekcie poszczególne wibroizolatory miały różne ugięcia, w sekcji *Obliczenia/Pomiar (E)* zdecydowano o przeprowadzeniu obliczeń niezależnie dla każdego zmierzonego ugięcia. Przykładowo oznacza to, że jeżeli pierwszy wibroizolator był ugięty o 0,2 mm, to zakładano, że wszystkie wibroizolatory mają również ugięcie 0,2 mm, a w konsekwencji przyjmowano, że układ był obciążony masą dającą takie odkształcenie statyczne. Ta zastępcza masa nie musiała odpowiadać rzeczywistej, ale wynikała wyłącznie ze zmierzonego ugięcia.

Tym samym, na podstawie pojedynczych pomiarów ugięcia statycznego  $\delta_{st}$  obliczano wartość siły statycznej  $F_{st}$  jaka obciąża układ wibroizolacji (wzór 14). Producent wibroizolatora nie podał pełnej charakterystyki, tzn. wykresu siły obciążającej w funkcji ugięcia statycznego, więc korzystając ze wzoru 14 założono, że  $k_{st}$  jest stały dla wszystkich obciążeń.

$$F_{st} = \delta_{st} k_{st} \quad (14)$$

gdzie:

$\delta_{st}$  [m] – ugięcie statyczne wibroizolatora (układu wibroizolacji),  
 $F_{st}$  [N] – statyczna siła obciążająca wibroizolator (układ wibroizolacji).

Wartość siły statycznej  $F_{st}$  wynika bezpośrednio z działania siły ciężkości, czyli jest iloczynem masy i przyspieszenia ziemskiego. Dlatego wartości masy obciążającej układ wibroizolacji obliczano z zależności 15.

$$m = \frac{F_{st}}{9,81} \quad (15)$$

Obliczoną na podstawie wzoru 15 masę  $m$  wykorzystywano przy procedurze opisanej w sekcji *Obliczenia (M)*. Całą procedurę wykonywano tyle razy, ile różnych ugięć zmierzono.

W ekstremalnych przypadkach, pojedynczy wibroizolator potrafił być pod tak dużym obciążeniem ścinającym, że jego prawa strona miała inne ugięcie niż lewa. W takich wypadkach przyjmowano dwa skrajne ugięcia dla jednego amortyzatora.

## Zastrzeżenia

Istotne uproszczenia występujące w prezentowanej metodologii to przede wszystkim stosowanie aparatu matematycznego bazującego na liniowym równaniu różniczkowym 1 drugiego stopnia o stałych parametrach  $m$ ,  $c$ ,  $k$  [7, 10, 12]. Rzeczywiste wibroizolatory nie muszą w całym zakresie obciążeń mieć stałych wartości  $c$  i  $k$ .

Założono, że masa  $m$  jest skupiona centralnie w jednym punkcie – w środku ciężkości maszyny. Przyjęto także, że odległość od środka ciężkości do każdego wibroizolatora jest taka sama. W takim wypadku wszystkie wibroizolatory mają identyczne odkształcenia statyczne.

Ponadto przyjęto, że układ jest całkowicie sztywny. Uwzględniając w obliczeniach połączenie ramy wentylatora i silnika, przyjęto, że obie ramy zostały zesparowane w sposób całkowicie sztywny. Tymczasem w rzeczywistości ani pojedyncza rama, ani ich połączenie nie są całkowicie sztywne. Miejscami występują tam pewne ugięcia i w konsekwencji rośnie liczba stopni swobody całego układu (układ staje się złożeniem wielu drgających mas).

W niniejszej pracy opisano parametry pracy układu wyłącznie dla określonej prędkości obrotowej. Pełny obraz zagadnienia, dla maszyn pracujących z różnymi wydajnościami (np. dla układów wentylacyjnych ze zmiennym strumieniem powietrza VAV), można otrzymać analizując zachowanie się układu przy różnych prędkościach obrotowych, szczególnie podczas startu i rozpędzania maszyny. Więcej informacji o takim podejściu można odszukać m.in. w publikacji [12].

Analiza wibracji powinna być jedną, ale nie jedyną podstawą wczesnego

wykrywania defektów maszyn. Praktyka inżynierska dostarcza wiedzy o bardziej skomplikowanych usterkach, kiedy wystąpienie poważnej awarii nie było związane ze wzrostem drgań. W przypadku poważnych awarii turbin opisanych w pracy [13], wystąpienie nadmiernych drgań było brane pod uwagę, ale po weryfikacji ustalono, że drgania nie przekroczyły poziomów alarmowych. Dlatego warto nieustannie próbować poszerzać zakres diagnostyki na nieuwzględniane do tej pory obszary, w szczególności pamiętając o parametrach elektrycznych, wytrzymałościowych, termicznych, a nawet akustycznych.

## Eksperyment (E)

Dla każdego z 3 etapów modernizacji (nowa instalacja, złączenie ram, dociężenie) wykonano pomiary, obliczenia i symulacje wartości skutecznej prędkości drgań.

## Pomiar

Na Rys. 5 zamieszczono reprodukcję zrzutu ekranu z rzeczywistego systemu pomiarowego. Pomiary archiwalne dotyczą obiektu przed modernizacją. Poprzednia instalacja pracowała z dwiema głównymi prędkościami obrotowymi, tzn. silnik i wentylator miały nieco inną prędkość obrotową (wykorzystywany był napęd pasowy). Dlatego na wykresach widać wyraźnie dwa szczyty. W przeciwnym wypadku, gdyby prędkości obrotowe wentylatora i silnika były identyczne, widoczny byłby tylko jeden szczyt oraz ewentualnie jego tzw. harmoniczne, czyli składowe widma drgań odpowiadające wielokrotnościom właściwej prędkości obrotowej.

Widmo częstotliwościowe opisane nową instalacją dotyczy układu bezpo-

średnio po modernizacji, czyli wymianie silnika/wentylatora na nowy. Można przypuszczać, że dwa najwyższe szczyty to drgania wentylatora i silnika, przy prędkościach obrotowych odpowiednio 1389 i 1479 obr/min. Należy zwrócić uwagę, że amplituda składowej obrotowej widma drgań wentylatora ma relatywnie wysoką wartość, tj. 16,39 mm/s. Tymczasem to stary układ teoretycznie powinien mieć gorsze własności dynamiczne, w szczególności ze względu na prawdopodobne nierównomierne zużycie łopat wentylatora, czyli wzrost niewyważenia.

Oczekiwano, że połączenie ram silnika wentylatora spowoduje ograniczenie wibracji, jednakże RMS prędkości drgań nieco wzrosło, do około 17,9 mm/s. Było to pewnym zaskoczeniem, ponieważ wydawało się, że najbardziej intuicyjnym krokiem powinno być właśnie połączenie obu ram. Niezależnie drgające ramy silnika i wentylatora z pewnością oddziaływały w sposób trudny do przewidzenia na wał silnika i wentylatora, generując przy tym szybkozmienne naprężenia pasów napędowych. Mimo, że połączenie obu ram nie obniżyło wibracji, to właśnie ze względu na prawdopodobne dynamiczne zmiany naprężenia pasa, uznaje się ten krok za właściwy.

Po dociężeniu ram oraz wyrównaniu obciążeń poszczególnych wiroizolatorów zauważono, że wartość skuteczna prędkości drgań obniżyła się do wartości 4,23 mm/s (Rys. 6). Poziom ostrzegawczy drgań na zrzucie ekranu (Rys. 6) to dokładnie 7,1 mm/s, gdyż ta wartość jest określana przez normę PN-ISO 10816-1:1998 (obecnie wycofaną) za górny poziom alarmowy dla maszyn klasy drugiej. Odnosząc wartość zmierzoną 4,23 mm/s do zapisów aktualnej normy PN-ISO 20816-1:2020-03 należy stwierdzić, że drgania są poniżej progu 4,5 mm/s i maszyna pracuje w strefie A/B, to znaczy na poziomie akceptowalnym

w kontekście długookresowej pracy bez ryzyka awarii.

## Obliczenia

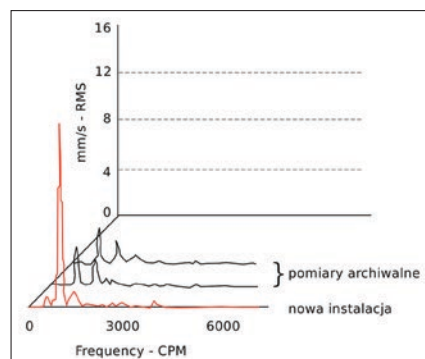
Opierając się na procedurze opisanej w podrozdziale *Metodologia: Obliczenia*, dla nowej instalacji wykonano 3-krotnie obliczenia (wariant I, II, III), za każdym razem dokonując innego rodzaju uproszczeń.

Wariant I i II został wyliczony przy założeniu, że platforma z silnikiem funkcjonuje całkowicie niezależnie od platformy z wentylatorem, czyli ramy nie są wcale połączone. W rzeczywistości istniało połączenie poprzez pas napędowy, ale obliczenia tego nie uwzględniały.

W wariantcie I uwzględniano wyłączenie pracy silnika. Masa platformy z silnikiem wynosiła 513 kg, a masa silnika 386 kg. W dokumentacji silnika nie odnaleziono nigdzie masy samego wirnika, stąd oszacowano tę masę, jako procentowy udział w masie całkowitej na podstawie danych zbliżonego silnika innego producenta. Porównywalny silnik innego producenta posiadał wirnik 4,7 razy lżejszy od masy całkowitej silnika, co pozwoliło oszacować masę wirującą przedmiotowego silnika jako 82,13 kg. Nominalna prędkość silnika wynosiła 1479 obr/min. Ostatecznie oszacowano, że silnik wraz z ramą drgałby z RMS prędkości 2,32 mm/s.

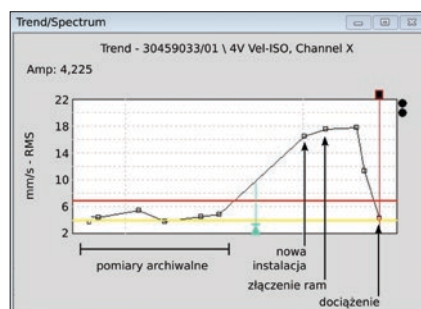
W wariantcie II uwzględniano wyłączenie pracy wentylatora. Odczytana masa wentylatora wynosiła 409 kg, przy czym udało się odczytać masę samego wirnika wynoszącą 109 kg. Wentylator wraz z ramą ważył 440 kg, natomiast jego nominalna prędkość obrotowa wynosiła 1389 obr/min. Oszacowano RMS prędkości drgań platformy wentylatora na 12,05 mm/s.

W wariantcie III wyliczono RMS prędkości drgań wynoszącą 5,32 mm/s. Dokonano tego przy założeniu, że układ jest obciążony sumą mas platformy silnika i wentylatora, czyli łącznie 952,5 kg. Ponieważ istniała możliwość uwzględnienia pracy wyłącznie jednego wymuszenia, wzięto pod uwagę, że uruchomiony jest tylko wentylator. Było to zasadne, ponieważ przy całkiem zbliżonych masach w wariantach I i II, wentylator z wariantu II wymuszał pracę przy znacznie większych drganiach. Można więc było go uznać za wymuszenie dominujące. Ostatecznie jednak, otrzymany wynik 5,32 mm/s RMS zawierał się pomiędzy wynikiem z wariantu I i II, dlatego też wariant III był pomijany w obliczeniach dla następnych etapów modernizacji.



Rys. 5. Reprodukacja zrzutu ekranowego, na którym widać pomiary historyczne i pomiar z podwyższoną wartością prędkości drgań, po wymianie instalacji na nową

Fig. 5. The reproduction of screenshot with historical data and higher value measurement, after new motor-fan system installation



Rys. 6. Odtworzony zrzut ekranu z systemu pomiarowego po przeprowadzeniu wszystkich czynności

Fig. 6. Recaptured screenshot from measuring system after all modifications

Podsumowując, obliczeniowe oszacowanie wartości drgań nowej instalacji pozwoliło uzyskać wyniki od 2,32 do 12,05 mm/s RMS. W analogiczny sposób oszacowano drgania z uwzględnieniem dodatkowych profili stalowych łączących ramy silnika i wentylatora. Przy założeniu, że profile stalowe ważą 21 kg, cały układ ważył 973,5 kg. Gdyby pracował sam silnik, drgania układu wyniosłyby 1,25 mm/s RMS, natomiast gdyby pracował sam wentylator 5,15 mm/s RMS. W momencie, gdy układ został dodatkowo dociążony do łącznej masy 1361 kg, drgania jeszcze się obniżyły, odpowiednio do wartości 0,80 i 3,23 mm/s RMS.

## Symulacja

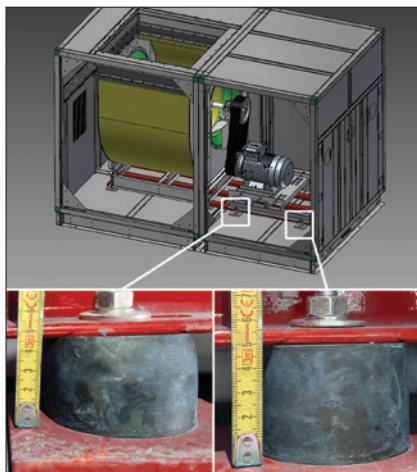
Przeprowadzone w poprzednim podrozdziale obliczenia uwzględniały wyłącznie jedno wymuszenie, tzn. pracujący silnik lub wentylator, nigdy oba jednocześnie. Wykorzystując metodologię uwzględniającą odpowiedź impulsową obiektu opisanego transmitancją operatorową [11] przeprowadzono symulację układu przy obu wymuszeniach działających jednocześnie.

Zgodnie z wynikami symulacji nowy układ drgał z RMS prędkości 5,48 mm/s, przy połączeniu ram silnika i wentylatora 5,30 mm/s oraz po dociążeniu i wyrównaniu rozłożenia masy 3,33 mm/s.

## Obliczenia/Pomiar

Bazując na pomiarach rzeczywistych ugięć wibroizolatorów oszacowano odpowiadające im masy, które obciążają poszczególne wibroizolatory. Oszacowania mas można było dokonać wyłącznie dla wibroizolatorów, które zostały zmierzone, dlatego uwzględniono tylko 2 sytuacje, dla których dysponowano pomiarami: układ z połączonymi ramami i dociążony układ.

Należy zwrócić uwagę, że wartości zmierzonych ugięć były odczytywane z najwyższą starannością, przy użyciu linii pomocniczych, jednakże odbywało się to tylko ze zdjęcia. Jeżeli pojedynczy wibroizolator był bardzo nierównomiernie ugięty, odczytywano najmniejsze i największe ugięcie z dwóch jego krańców. Na przykład dla wibroizolatora z lewej strony Rys. 7 odczytano wartości 1,3 i 3,2 mm. Wibroizolator był bardziej obciążony od strony wentylatora, w związku z tym większe ugięcie, czyli 3,2 mm, jest widoczne na zdjęciu bliżej miarki centymetrowej. Dla wibroizolatora z prawej strony Rys. 7 odczytano jedną wartość, równą 1 mm. Ten wibroizolator przenosił znacznie mniejsze obciążenie.



Rys. 7. Widok ramy silnika pochyłonej w kierunku wentylatora, wibroizolatory nierównomiernie obciążone  
Fig. 7. View of the motor frame tilted towards the fan, vibration isolators unequally loaded

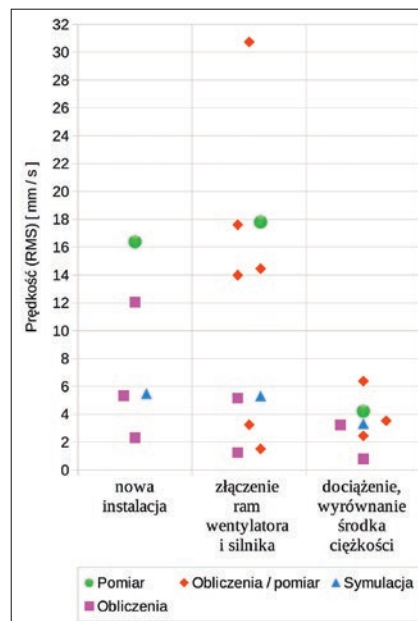
W przypadku układu z połączonymi ramami, zastępcze masy obciążające wibroizolatory mieściły się w zakresie od 84 do 2544 kg. Świadczy to o bardzo dużej asymetrii rozłożenia masy na poszczególne wibroizolatory. Tylko w 2 z 6 przypadków (zmierzono 6 ugięć) układ pracowałby w stanie, gdy wibroizolacja byłaby skuteczna. W innych wypadkach siła przenoszona na podłoże była większa niż siła powstająca w obracającym się wirniku wentylatora. Ostatecznie przekładało się to na wartości prędkości drgań od 1,51 do 30,74 mm/s RMS.

Dla układu dociążonego oszacowano masy w zakresie od 848 do 1696 kg. W tym wypadku maszyna była już zdecydowanie bardziej symetrycznie dociążona. Przy każdym zmierzonym ugięciu (zmierzono 4 ugięcia) wibroizolacja miała szansę działać skutecznie przy obracającym się wirniku wentylatora. Przekładało się to na RMS prędkości drgań w zakresie od 2,45 do 6,37 mm/s.

## Wnioski

Uzyskane wyniki pomiarów na obiekcie rzeczywistym zostały zestawione z wynikami innych metod szacowania RMS prędkości drgań a zestawienie przedstawiono na Rys. 8.

Gdy instalacja była nowa, a ramy silnika i wentylatora nie były połączone, wartość pomiarowa przewyższała za każdym razem szacunki obliczeniowe i wyniki symulacji. Prawdopodobnie wynika to z faktu, że obiekt rzeczywisty był obciążony bardzo nierównomiernie. Niestety nie można tego potwierdzić, gdyż nie są dostępne pomiary ugięć wibroizo-



Rys. 8. Zestawienie prędkości drgań uzyskanych 4 metodami z podziałem na okresy, w których maszyna przechodziła modyfikację  
Fig. 8. List of vibration velocities obtained by 4 methods in respect to periods, in which the machine was modified

latorów dla tego okresu. Zwraca uwagę fakt, że dominującym wymuszeniem jest siła bezwładności związana z ruchem obrotowym wentylatora. W sekcji Obliczenia (E) wykazano, że:

- 1) jeżeli pominie się wpływ wirnika obracającego się w silniku (zakładając jego idealne wyważenie), wirnik w wentylatorze powodowałby drgania o wartości skutecznej prędkości na poziomie aż 12,05 mm/s RMS.
- 2) jeżeli pominie się wpływ obracającego się wirnika w wentylatorze (zakładając jego idealne wyważenie), wirnik w silniku powodowałby drgania o wartości skutecznej prędkości na poziomie jedynie 2,32 mm/s RMS.

Złączenie ram wentylatora i silnika lekko podniosło masę całkowitą układu, przez co wartości drgań uzyskane na drodze obliczeń i symulacji nieco się zmniejszyły. Jest to spore przekłamanie, ponieważ w rzeczywistości drgania wzrosły, czego przyczyn można ponownie upatrywać w dużej nierównomierności rozłożenia masy. Tym razem potwierdzają to obliczenia wykonane na podstawie pomiarów ugięć wibroizolatorów (patrz podrozdział Metodologia: Obliczenia/pomiar). Metoda ta dała dość szeroki zakres wyników, jednak praktycznie najlepiej odzwierciedlają one rzeczywistą sytuację. Wartość pochodząca z pomiaru akcelerometrem mieści się w zakresie wyników uzyskanych tą metodą, a dodatkowo kilka wyników jest stosunkowo bliskich zmierzonej wartości.

Przed dociężeniem i wyrównaniem obciążenia, ugięcia poszczególnych wibroizolatorów wahały się w przedziale aż od 0,2 do 6 mm. Po dociężeniu ugięcia mieściły się już w zakresie od 2 do 4 mm. Dociężenie i wyrównanie obciążenia przypadającego na poszczególne wibroizolatory spowodowało, że wszystkie metody zaczęły zwracać zbliżone wyniki. Ponadto nastąpiła znaczna poprawa RMS prędkości, z 17,9 na 4,23 mm/s.

Przedstawione w artykule metody obliczeniowe zakładają symetrię obciążenia – co powinno być bezwzględnie zachowywane zawsze dla każdego układu. Każdy wibroizolator powinien być ugięty w ten sam sposób. Im bardziej układ jest obciążony symetrycznie, innymi słowy im mniejsze różnice ugięć statycznych między poszczególnymi amortyzatorami, tym większą zgodność można zaobserwować między pomiarami drgań za pomocą akcelerometru a obliczeniami teoretycznymi. Widać to szczególnie na wykresie zamieszczonym na Rys. 8, między rozrzutem punktów w obszarze po złączeniu ram i w obszarze po dociężeniu.

Należy tutaj nadmienić, że karty katalogowe różnych producentów są nasyczone szczegółami technicznymi w dość zróżnicowany sposób. Spotyka się karty katalogowe, gdzie zamieszczone są pełne charakterystyki zarówno dla wibroizolatorów gumowych, jak i sprężynowych. Niekiedy przedstawia się na wykresach zależność siły obciążającej [N] od ugięcia [mm] wibroizolatora oraz jego częstotliwości drgań swobodnych [Hz] od ugięcia [mm]. Przykładowo, gdyby dysponowano wykresem zależności częstotliwości drgań swobodnych od ugięcia, byłaby możliwość wyznaczenia współczynnika sprężystości  $k$  bez konieczności odwoływania się do wykresu źródłowego zamieszczonego na Rys. 4. Z drugiej strony wymagałoby to użycia dodatkowego wzoru na częstość drgań

swobodnych układu tłumionego. Wydaje się więc, że konsensus rynkowy zakłada bardzo duże rozoznanie zarówno projektanta, jak i osoby montującej, w zakresie dokładnych obliczeń i przybliżonych oszacowań dotyczących wibroizolacji.

Okresowy monitoring stanu dynamicznego maszyn jest bardzo istotnym elementem predykcyjnego zarządzania awariami. Na podstawie gromadzonych regularnie pomiarów drgań dział utrzymania ruchu ma możliwość zaobserwowania wszelkich anomalii, które niekiedy znacznie wyprzedzają moment poważnej awarii. Niniejszy artykuł dotyczy właśnie wczesnego wykrycia nieprawidłowości w pracy, dzięki czemu można było podjąć działania naprawcze, tak, aby nie doszło do awarii i w konsekwencji zatrzymania pracy instalacji wentylacyjnej.

## Podsumowanie

W artykule przedstawiono rzeczywisty przypadek instalacji wentylacyjnej, w której nadmierne drgania agregatu wentylatorowego zostały skutecznie ograniczone poprzez dociężenie i wyrównanie obciążeń przypadających na poszczególne wibroizolatory.

Nadmierne „odchudzanie ram” stosowane jest przez producentów central z uwagi na obniżanie kosztów. Bardzo często powoduje to niewłaściwą pracę układu amortyzacyjnego. O ile w przypadku wentylacji bytowej usterki nie są zwykle powiązane ze stanami zagrożenia życia czy zdrowia, o tyle w przypadku instalacji przemysłowych i awaryjnych (usuwających zanieczyszczenia) mogą być przyczyną znacznych strat finansowych oraz zdrowotnych.

Gdy układ rzeczywisty jest obciążony równomiernie, tzn. gdy każdy wibroizolator jest ugięty w taki sam sposób, obliczenia teoretyczne, nawet nieoparte żadnymi

mi pomiarami, dają dobre oszacowanie drgań rzeczywistych. Dzięki temu już na etapie projektu istnieje możliwość oceny skuteczności wibroizolacji. W takim wypadku ewentualne działania korekcyjne można podjąć już na wczesnym etapie, co prowadzi do znacznego obniżenia kosztów wdrażania nowej instalacji.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Grand View Research, Global Vibration Sensor Market Size Report, 2022,
- [2] Jaworowska M., Pomiary wibracji w utrzymaniu ruchu, Automatyka Podzespoły Aplikacje, AVT Korporacja Sp. z o.o., 05/2011,
- [3] PN-ISO 10816-1:1998, Drgania mechaniczne, Ocena drgań maszyn na podstawie pomiarów na częściach niewirujących (norma wycofana), część 1: wytyczne ogólne, PKN, 1998,
- [4] Lewandowski J., Rozumek D., Ocena stopnia zużycia zespołu wentylatora na podstawie pomiaru i analizy drgań łożysk, Czasopismo Inżynierii Łądowej, Środowiska i Architektury, t. XXXIV, z. 64 (2/1/17), DOI 10.7862/rb.2017.61
- [5] Robichaud, J. M., Eng, P., Reference standards for vibration monitoring and analysis, Bretech Engineering Ltd, 2009,
- [6] PN-ISO 20816-1:2020-03, Drgania mechaniczne, Pomiar i ocena drgań maszynowych, część 1: wytyczne ogólne, PKN, 2020,
- [7] Goliński J. A., Wibroizolacja maszyn i urządzeń, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1979,
- [8] Szabatin J., Podstawy teorii sygnałów, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2003,
- [9] Kipp, Karta katalogowa K0568, wibroizolator 07505055,
- [10] Blake R. E., Harris' Shock and Vibration Handbook, Chapter 2: Basic Vibration Theory,
- [11] Walaszczuk J., Komputerowy model platformy wibracyjnej, Współczesne metody i techniki w badaniach systemów inżynierskich / pod red. Sergeja Anisimova, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, 2011,
- [12] Przydróżny E., Szczęśniak S., Walaszczuk J., Vibration isolation of variable fan speed in HVAC systems (Wibroizolacja wentylatorów ze zmienną prędkością obrotową w systemach HVAC), Technical Transactions, 2014, R. 111, z. 2-M,
- [13] Bzymek G., Ziolkowski P., Kowalczyk T., Badur J., Zagadnienia poprawy bezpieczeństwa eksploatacji turbin parowych 18K370, Instal 2/2022, DOI 10.36119/15.2022.2.1.