

### 3.5.2. Amplitudy hałasu i drgań w diagnostyce prostych maszyn

Powszechne zastosowanie w pomiarach procesów WA mają trzy miary amplitudy noszące nazwy: wartości szczytowej, skutecznej i średniej. Jest przy tym oczywiste, że z racji składnika losowego w obserwowanym procesie WA każda z miar jest uśrednioną na odpowiednim przedziale czasu dynamicznego  $t$ , z odcinkiem  $T$  zwanym czasem obserwacji. Definicje tych miar napisane dla procesu  $u(t, \theta)$  są następujące:

wartość średnia:

$$\bar{u}(\theta) = [E_t |u(t, \theta)|] = \frac{1}{T} \int_0^T |u(t, \theta)| dt = u_{AV}(\theta), \quad (3.42)$$

wartość skuteczna:

$$u(\theta) = \sqrt{E_t [u^2(t, \theta)]} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t, \theta) dt} = u_{RMS}(\theta), \quad (3.43)$$

wartość szczytowa:

$$\hat{u}(\theta) = E_N [Max |u(t, \theta)|] = \frac{1}{n} \wedge \sum_{i=1}^N |u(t_{i_{max}}, \theta)| = u_{eak}(\theta) \quad (3.44)$$

$i=1$

Z prawej strony tych definicji podano również często spotykane nazwy anglosaskie wartości średniej (average), skutecznej (root mean square) i szczytowej (peak).

Dynamika zjawisk WA jest często znaczna, sięgając, np. dla hałasu rzędu siedmiu dekad ( $10^7$ ). Wtedy dogodnie jest używać tzw. poziomów amplitudy zjawiska mierzonych w decybelach (dB) zdefiniowanych jak niżej:

$$L = 20 \lg \frac{u}{u_u} \text{ dB}, \quad (3.45)$$

gdzie:  $u$  - może być dowolną miarą amplitudy zdefiniowaną wyżej, zaś  $u_u$  jest umowną amplitudą odniesienia.

Zalecane przez Międzynarodową Organizację Standardów (ISO) amplitudy odniesienia są następujące:

- amplitudą odniesienia ciśnienia akustycznego przy pomiarach hałasu:

$$p_u = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa; (Nm}^{-2}\text{)}.$$

- amplituda odniesienia przemieszczenia drgań:  $x_v = 1 \cdot 10^{-11} \text{ m}$ ,

- amplituda odniesienia prędkości drgań:  $v_u = 5 \cdot 10^{-8} \text{ ms}^{-1}$ ,

- amplituda odniesienia przyspieszenia drgań:  $a_u = 1 \cdot 10^{-5} \text{ ms}^{-2}$ .

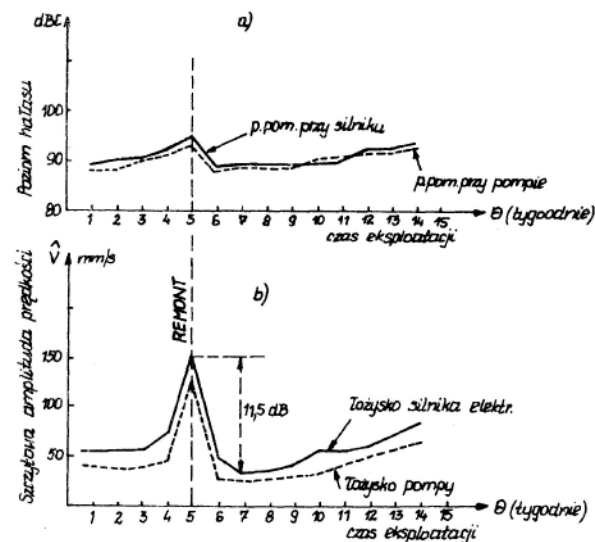
Wyrażanie amplitud drgań za pośrednictwem poziomów w dB do diagnostyki maszyn zostało przeniesione z pomiarów hałasowych i w uzewnętrznianiu trendu amplitud drgań spotyka się rzadko. (Tutaj trend rozumiemy jako tendencję uzewnętrzniającą się w miarę wzrostu czasu życia obiektu). Je-dyną zaś znaną normą diagnostyczną wyrażoną w dB prędkości drgań jest norma kanadyjska CDS(MS)NVSH-l-0-2, stosowana w marynarce wojennej do drganiowej oceny stanu technicznego maszyn pokładowych.

I tym sposobem jesteśmy już w dziedzinie diagnostyki maszyn i według tytułu tego podpunktu diagnostyki maszyn prostych. Przez maszynę proste będziemy rozumieli tutaj brak złożoności funkcjonalnej i konstrukcyjnej; charakterystyczny dla maszyn z przeznaczeniem dla tłoczenia, ssania, napędu itp. Mówić więc będziemy, że: pompa sprężarka, wentylator, silnik elektryczny itp., spełniają warunki maszyny prostej wg powyższej definicji, zaś np.: turbospół, przekładnia zębata, turbosprężarka, zależnie od celu diagnozowania mogą je spełniać lub nie. Natomiast na pewno nie może być zaliczona do maszyn prostych turbina gazowa, a zwłaszcza turboodrzutowy silnik lotniczy, gdzie oprócz złożoności konstrukcyjnej i funkcjonalnej mamy jeszcze dużą gęstość zabudowy podzespołów i duże podatność konstrukcji wspinaczej.

Dążąc do sformułowania WA wielkości diagnostycznych opisujących stan maszyny zwracamy uwagę na fakt, że w większości przypadków badań, maszyn postępowanie diagnostyczne jest dwupoziomowe. Pytanie pierwsze, jakie stawiamy pod adresem diagnostycznych wielkości pomiarowych brzmi: „jaki jest ogólny stan techniczny (eksploatacyjny) maszyny”; można je przetłumaczyć inaczej: „jakie jest sumaryczne zaawansowanie procesów zużyciowych”. Dla maszyn prostych częstokroć to pytanie jest jedyne. Jeśli zaś przestrzeń uszkodzeń maszyny jest wielowymiarowa, to drugi poziom diagnostyki stanowi zbiór pytań o zaawansowanie każdego uszkodzenia oddzielnie. Odpowiedzi zaś uzyskamy za pomocą miar zorientowanych uszkodzeniowo, o których będziemy szczegółowo mówić w punkcie 3.5.2 i 3.5.4.

Pozostając przy maszynach prostych konstrukcyjnie i funkcjonalnie możemy przywołać model tribowibroakustyczny (TWA) maszyny (patrz 2.3.6), gdzie uwzględniono wzajemne przetwarzanie energii procesów zużyciowych na WA. Jak wiadomo zaś miarą strumienia energii kinetycznej, procesu WA jest iloczyn gęstości ośrodka i kwadratu prędkości drgań ( $1/2 \rho v^2$ ).

Prędkość drgań winna więc, według tego modelu, najlepiej odzwierciedlać ogólne zaawansowanie procesów zużyciowych i tym samym stan techniczny maszyny prostej. Zobaczmy zatem jak wskazania te pokrywają się z praktyką diagnostyczną. Na rysunku 3.21 przedstawiono ocenę stanu eksploatacyjnego agregatu pompowego za pomocą hałasu mierzonego w okolicy maszyny oraz prędkości drgań mierzonej na łożysku silnika elektrycznego i pompy [127]. Jak widać, hałas może nieść również informację o stanie maszyny lecz jego wrażliwość jest bardzo mała (max 5 dB), co pokrywa się z naszymi wnioskami o wykrywaniu uszkodzeń natury mechanicznej (rys.3.38). Warto jednak o tym pamiętać szacując korzyści diagnostyki ze względu na ochronę środowiska (patrz tab.1.2).



Rys. 3. 21. Trend zmian wielkości drganiowych (b) i hałasowych (a) w agregacie pompowym [127]

Amplituda szczytowa  $\hat{v}$  prędkości drgań mierzona na łożyskach silnika i pompy jest tu, jak widać, znacznie lepszym wskaźnikiem stanu pompy, gdyż różnica amplitud przed i po remoncie jest ponad trzykrotna (11 dB), ponadto wielkość ta jest znacznie mniej podatna od hałasu na zakłócenia postronne, dając większą gwarancję wiarygodności diagnozy. Zwróćmy tu jeszcze uwagę na wyjątkowo duże amplitudy drgań (150 mm/s) świadczące o elastycznym montażu całości i dużym udziale drgań całości maszyny jako bryły sztywnej. Jak dalece wartość bezwzględna amplitudy drgań może być myląca potwierdza kolejny rysunek 3.22, zaczerpnięty z materiałów tej samej amerykańskiej firmy diagnostycznej IRD [128]. Tutaj maksymalna amplituda drgań sięga 15 mm/s, a większa dynamika zmian na łożysku silnika wskazuje na powód uszkodzenia.

Z powyższych dwu przykładów wynika, że kraje anglosaskie preferuje szczytowe prędkość  $\hat{v}$  jako wielkość diagnostyczną, co zgadza się również z teoretycznymi rozważaniami autora przytoczonymi już wcześniej [37].

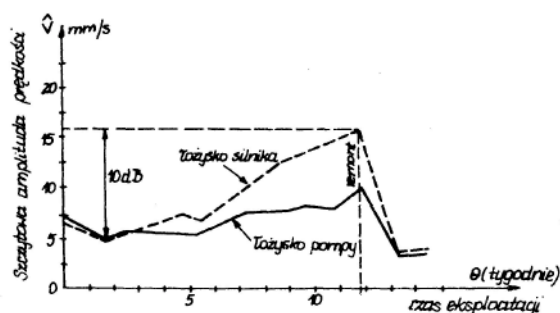
Dalszy wniosek płynący z tych danych to , że w diagnostyce liczy się względna zmiana amplitudy drgań od poziomu znamionowego i że musi

być ona co najmniej dwukrotna  $\frac{\hat{v}(\theta)}{\hat{v}(0)} \geq 2$ , tzn. o  $20 \lg 2 = 6 \text{ dB}$ , by można

było mówić o zmianie stanu technicznego. W każdym z pokazanych na

rysunku 3.21 i 3.22 przypadków remont następował, gdy  $\frac{\hat{v}(\theta)}{\hat{v}(0)} \geq 3 \rightarrow 10 \text{ dB}$ .

Prawidłowość taką widać również w zamieszczonych w załączniku anglosaskich standardach diagnostycznych, gdzie kwalifikacja zmiany stanu następuje co 6 - 10 dB, zaś zakres możliwych amplitud dla maszyny nowej i w stanie awaryjnym sięga od 20 - 30 dB. Jako przykład takich standardów



Rys.3.22. Przebieg zmian eksploatacyjnych poziomu prędkości drgań łożysk agregatu pompowego [128]

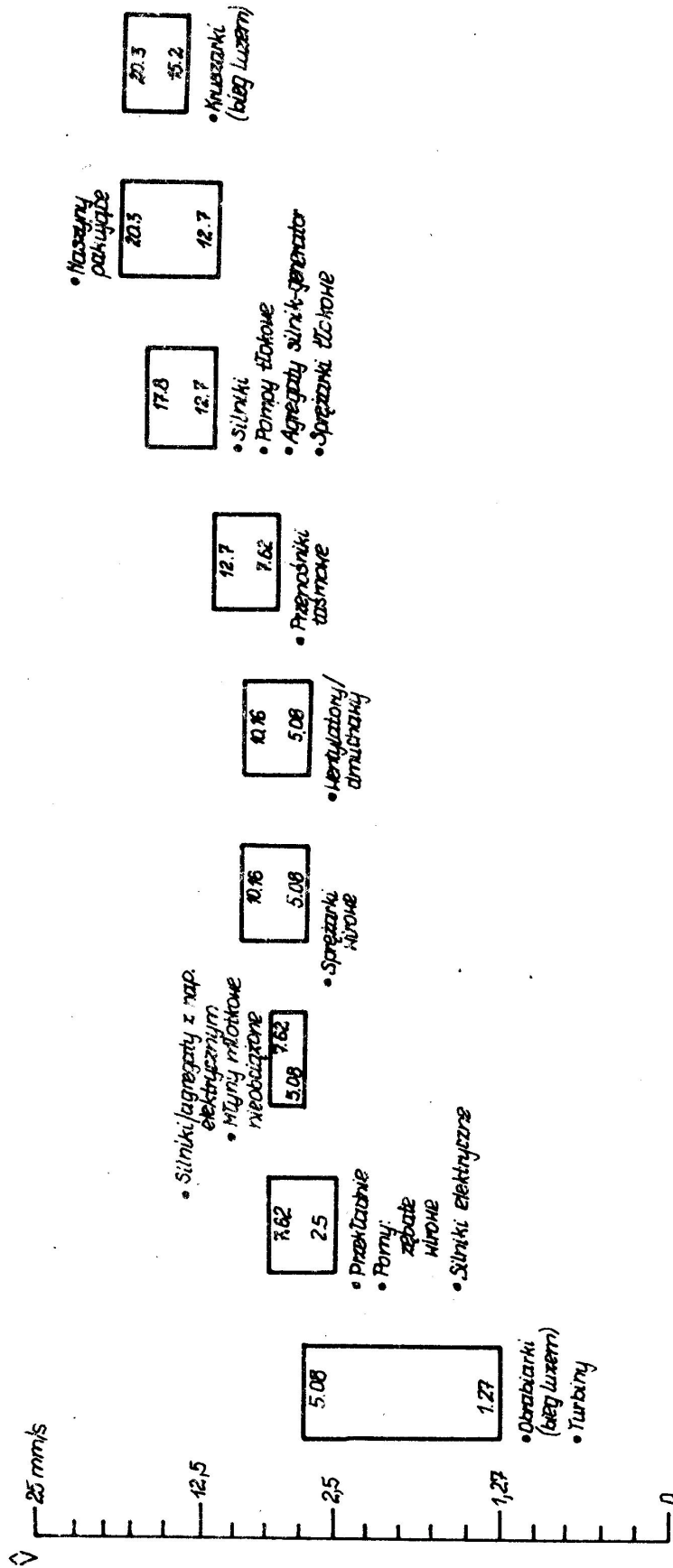
na rysunku 3.23 pokazano wytyczne firmy PMC/BETA Corp. [65] ustanawiające zakresy ostrzegawcze amplitud drgań różnych maszyn. Wejście w ten zakres (zaznaczony prostokątem) oznacza początek okresu przyspieszonego zużywania się, gdzie zaleca się wykrycie przyczyny uszkodzenia, np. przez analizę widmową składu drgań i przygotowanie niezbędnego zakresu remontu.

W krajach europejskich natomiast przyjęto zgodnie z wytycznymi ISO wartościować stan eksploatacyjny maszyn przez pomiar skutecznej amplitudy prędkości  $\tilde{v}$ , gdzie zmianę klasy stanu wyznacza różnica drgań o 8 dB, a zakres klas DOBRY I NIEDOPUSZCZALNY wynosi 16 dB.

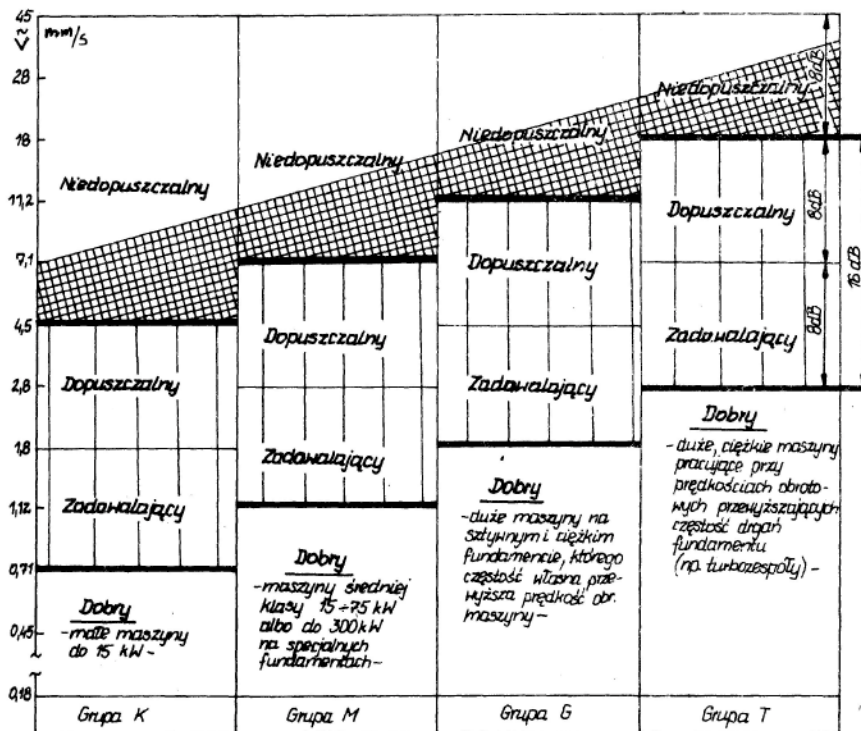
Jak widać z rysunku 3.24, dynamika zmian wartości skutecznej prędkości jest mniejsza, natomiast bezwzględne amplitudy prędkości sięgają od 0.71 mm/s dla klasy DOBRA małych maszyn do 18 mm/s klasy NIEDOPUSZCZALNA maszyn ciężkich.

Na zakończenie omawiania wytycznych diagnostycznych dla maszyn prostych warto porównać maksymalne wartości różnych standardów z klasy NIEDOPUSZCZALNA. A oto one (patrz również dodatek):

- angielska firma diagnostyczna VCI-Ltd -  $\tilde{v}_1 = 15,24 \text{ mm/s}$ ,
- amerykańska firma diagnostyczna IRD -  $\hat{v}_1 = 16, \text{ mm/s}$ ,
- wytyczne ISO 3945 lub 2372 -  $\tilde{v}_1 = 18 \text{ mm/s (RMS)}$ , (3.46)
- wytyczne PMC/BETA -  $\hat{v}_1 = 20 \text{ mm/s}$ ,
- wytyczne rządu kanadyjskiego CDS/MS -  $\tilde{v}_1 = 31,4 \text{ mm/s (RMS)}$ ,
- wytyczne wg Blake'a (współcz. dyspozycyjności równy 1, (general nie  $0,3 \div 3$ ) -  $\hat{v}_1 = 50 \text{ mm/s}$ .



Rys. 3.23. Wytyczne ostrzegawczych zakresów amplitud drgań różnych maszyn wg PMC/BETA [ 65 ]



Rys.3.24. klasyfikacja stanu drganiowego czterech grup maszyn wirnikowych dla obrotów roboczych =  $10 \div 120 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$  (wg ISO. 3945 lub 2372)

Jak widać z powyższego, oprócz pomieszczenia wielkości kryterialnych (amplituda skuteczna  $\hat{v}$ , szczytowa  $\hat{v}$ ) mamy kilkakrotną rozpiętość wartości w ramach tej samej wielkości kryterialnej. Natomiast przytoczony tu przypadek diagnostyki pompy (rys.3.21) obejmują jedynie wytyczne Blake'a przy współczynniku dyspozycyjności równym 3. Widać stąd również, że ustalanie norm diagnozowania to ryzykowne przedsięwzięcie i lepiej się ograniczyć do konkretnego zakładu przemysłowego, o czym będziemy mówić w rozdziale czwartym.

Czy jednak zawsze warto mierzyć prędkość drgań a nie przemieszczenia bądź przyspieszenia?

Otóż większość maszyn przemysłowych, sprężarki, turbiny, pompy, a nawet przemysłowe przekładnie, pracują z łożyskami ślizgowymi. W takich przypadkach limituje się szczytowe amplitudę przemieszczeń względnych wału i panewki łożyska mierząc je za pomocą przetworników bezkontaktowych. Dopuszczalne szczytowe amplitudy drgań wg zaleceń amerykańskich są następujące:

- dla turbin parowych - API-611, (API = American Petroleum Institute),
- turbin parowych specjalnych - API-612
- przekładni przemysłowych - API-613
- turbin gazowych - API-616
- sprzężarek wirowych promieniowych - API-617

wynoszą:

$$\hat{x}_1 = 25,4 \sqrt{\frac{12000}{n}} \mu\text{m}, (\text{maximum } 50,4 \mu\text{m}), \quad (3.47)$$

gdzie n w obr/min, (normy te oryginalnie podane są w jednostkach: mils = milical = 25,4  $\mu\text{m}$ ).

W przypadkach innych maszyn z łożyskami ślizgowymi należy konsultować zalecenia wytwórcy lub w przypadku ich braku zalecenia Stowarzyszenia Inżynierów Niemieckich VDI-2059 w odnośnej części 2 ÷ 5. We wszystkich tych zaleceniach dopuszczalna amplituda drgań

względnych maleje wraz z obrotami sięgając dla maszyn wolnoobrotowych od  $\hat{x}_1 = 320 \mu\text{m}$  wg VDI-2059 (1000 obr/min), do  $\hat{x}_1 = 12,7 \mu\text{m}$  wg API przy  $48 \cdot 10^3$  obr/min.

Na zakończenie omawiania maszyn przepływowych i podobnych warto wspomnieć, że drgania korpusów tych maszyn i obudów łożysk ocenia się wg omawianego już limitowania skutecznej lub szczytowej prędkości drgań, za wyjątkiem korpusów przekładni i obudów łożysk tocznych. Tutaj z racji dyskretnego sposobu przekazywania obciążenia (zęby, elementy toczne) właściwa częstotliwość robocza przekazywania obciążenia jest wielokrotnie wyższa od częstotliwości obrotowej  $f_0$  (patrz 2.2.3+2.2.6), przewyższając w wielu przypadkach granicę efektywnego pomiaru prędkości drgań  $10004 \pm 2000$  Hz. Tak więc ogólny stan techniczny łożysk i przekładni należy raczej oceniać za pomoce pomiaru przyspieszeń obudowy lub kadłuba. Z zaleceń w tym względzie warto wymienić np. wytyczne Amerykańskiego Stowarzyszenia Wytwórców Przekładni (AGMA), wg których dla  $f > 500$  Hz amplitudy przyspieszenia korpusu nie mogą przekraczać  $10g$  ( $g=9,81 \text{ m/s}^2$ ) ze względów trwałościowych.

Wytyczne dla łożysk tocznych podaje Blake w swej monografii [65] w kategoriach trzech wielkości pomiarowych: szczytowych wartości amplitud przyspieszeń, obserwacji oscyloskopowej tej wielkości oraz szczytowej wartości prędkości drgań obudowy, tak jak w tabeli 3.1. Taka trójparametrowa obserwacja łożyska pozwala uzyskać 95% trafności diagnozy.

Na zakończenie omawiania technik drganiowego diagnozowania maszyn prostych wróćmy do dylematu: wartość szczytowa/skuteczna. Argumenty za wartością szczytową w diagnostyce silników elektrycznych przedstawia rysunek 3.25, zaczerpnięty z pracy magisterskiej [67]. Jak widać z rysunku, dynamika zmian wartości szczytowych jest dwukrotnie większa dla amplitud szczytowych, podobnie jak czytelność zmian stanu tej wielkości diagnostycznej.

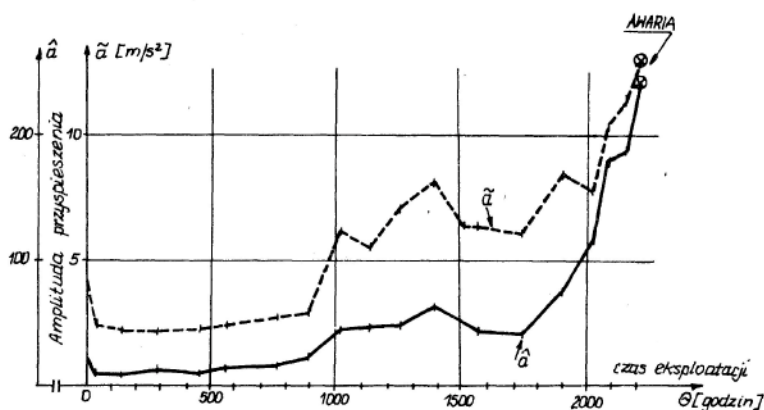
T a b e l a 3.1

Kwalifikacja symptomów drganiowych stanu łożysk tocznych [65], (30 ÷ 200 mm średnicy zewnętrznej)

Klasyfikacja uszkodzenia - stan:	Wartość szczytowa przyspieszenia drgań obudowy		Wartość szczytowa prędkości drgań obudowy
	$\hat{a}$ - g	Impulsy: g	$\hat{v}$ - $\text{mms}^{-1}$
AA; Katastrofalny (Awaryjny-wyłączonec)	100	200	140,5
A; Groźny (napraw w 2 dniach)	17,8	35	59,25
B; Do planowej wymiany (w 21 dniach)	3,16	6	25,00
C; Niewielki defekt	0,56	1	10,5
D; Bez uszkodzeń	0,1 ÷ 0,01	0,2	4,5 - 0,25

$g = 981 \text{ cm/s}^{-2}$  PEAK

Impulsy → chwilowe wysoki ponad poziom średni obserwowany na oscyloskopie



Rys.3.25. Zmiany skutecznej  $\tilde{a}$  i szczytowej  $\hat{a}$  amplitudy przyspieszenia silnika elektrycznego mierzone w funkcji czasu eksploatacji [67]

Podsumowując techniki WA oceny stanu maszyn prostych można powiedzieć, że chcąc ocenić stan zespołu wirnika oraz jego nierównowagę będziemy mierzyć przemieszczenia drgań względnych czopa wału względem panwi łożyska. W pozostałych przypadkach mierzymy amplitudy prędkości drgań korpusu maszyny lub obudowy łożyska, z wyjątkiem łożysk tocznych i przekładni, gdzie poleca się pomiar przyspieszeń szczytowych obudowy łożyska lub korpusu przekładni.