

MANUAL DE UTILIZARE AL VIBROMETRULUI TIP VIBER-A

CAP. 1 PREZENTAREA APARATULUI

1.1 Generalități

Vibrometrul VIBER-A este un aparat portabil utilizat în întreținerea curentă și verificarea după reparații a utilajelor dinamice. Vibrometrul se compune dintr-un traductor inductiv de viteză a vibrațiilor și un indicator digital.

Vibrometrul măsoară valoarea eficace a vitezei (RMS) în domeniul de frecvență de 10 la 2000 Hz. Acest domeniu acoperă majoritatea frecvențelor produse de utilajele dinamice cu defecte sau imperfecțiuni. Ca exemple sunt dezechilibrul dinamic, dezalinierea, cavitația și probleme de rulmenți

Mărimea nivelului de vibrație admisă pentru un utilaj specific se face în conformitate cu standardele existente. Un astfel de standard este ISO 2372. Acest standard a fost elaborat cu mulți ani în urmă și s-a dovedit foarte util în activitatea curentă.

1.2 Caracteristici tehnice

Sensibilitatea traductorului: 5 mV/mm/s rms calibrat la 200 Hz.

Domeniu de măsurare: 0-200 mm/s rms

Domeniu de frecvență:

- Pentru viteza de vibrație: 10-2000 Hz

- Pentru starea rulmenților: 2 kHz - 20 kHz

Tipul bateriei : V6F22 sau similară.

Măsurătorile urmăresc standardul ISO 2954 pentru a îndeplini condițiile impuse de standardul ISO 2372, dar aparatul are suplimentar un domeniu extins de până la 2000 Hz deoarece multe utilaje dinamice au viteze de rotație mari (până la 1000 Hz).

1.3 Mod de utilizare



PORNIREA VIBROMETRULUI.

Se apasă tasta cu simbolul mai sus menționat și aparatul este pregătit pentru măsurare.

Vibrometrul se oprește automat după aproximativ 2,5 minute.



TEST BATERIE.

Se apasă tasta corespunzătoare și se menține în această poziție. Indicatorul digital arată starea bateriei. Bateria trebuie schimbată când tensiunea indicată scade sub 7 volți. O baterie obișnuită este suficientă pentru 20 de ore de funcționare continuă sau pentru aproximativ 350 de măsurători. O baterie alcalină este suficientă pentru 40 de ore de funcționare continuă sau pentru 1000 de măsurători.



STAREA RULMENȚILOR

Apăsați tasta cu simbolul corespunzător și păstrați-o în această poziție. Aparatul va măsura instantaneu un indice care caracterizează starea rulmentului în domeniul de frecvență de 3,2 kHz la 20 kHz.

Indicele măsurat este o sumă medie a valorilor RMS pentru toate frecvențele înalte din domeniul mai sus menționat.

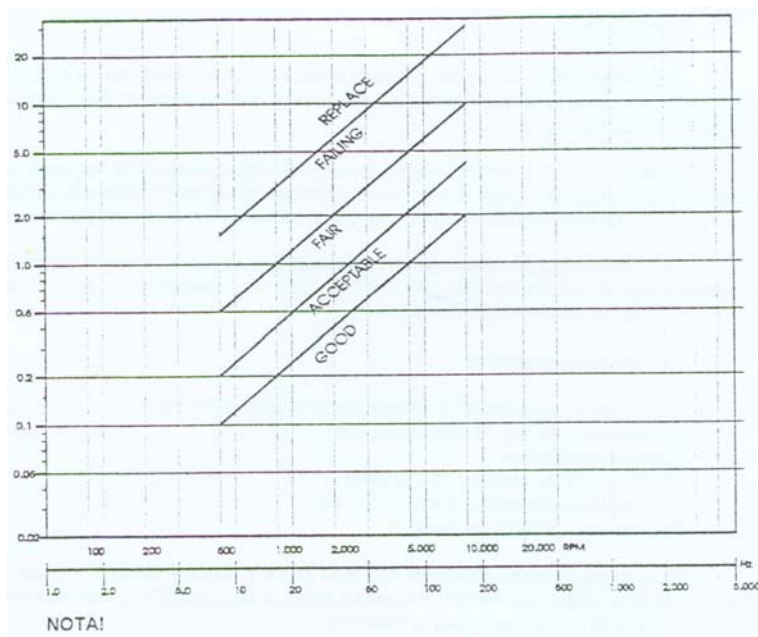


Diagrama de mai sus este numai un ghid pentru evaluarea stării rulmenților.

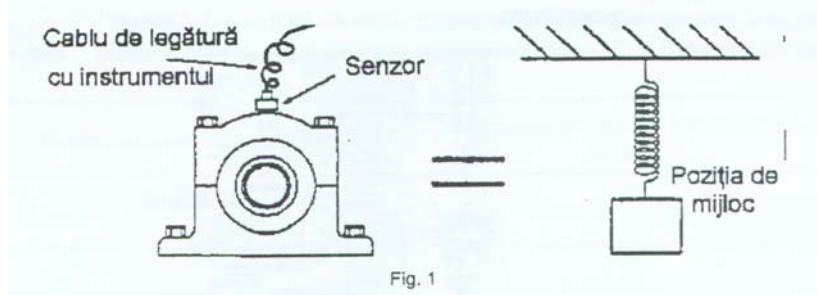
Dacă vibrațiile cauzate de alte părți defecte ale utilajului măsurat (reductoare, multiplicatoare, etc.) sunt în domeniul 2000 - 20000 Hz, atunci indicele poate avea valori mari fără ca rulmentul să fie defect. Se poate măsura un indice mare și dacă rulmentul este supraîncărcat sau dacă nu este lubrifiat corespunzător.

CAP. 2 NOȚIUNI DE SPECIALITATE

2.1 Ce este vibrația?

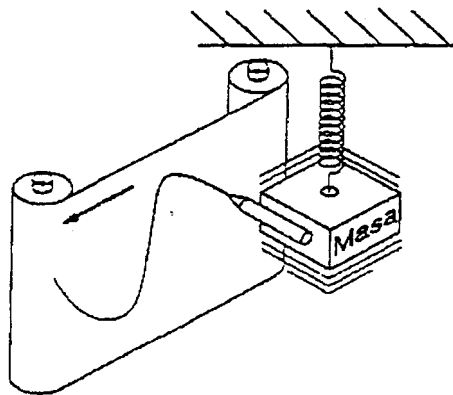
Un corp vibrează atunci când descrie o mișcare oscilatorie (de du-te vino), în jurul unei poziții de referință (de repaus).

Cel mai simplu mod de a vizualiza această vibrație (mișcare oscilatorie), este cu ajutorul unei greutate suspendate de un resort (fig.1). Orice alt corp poate fi asimilat cu exemplul de mai sus, mișcarea oscilatorie realizându-se după aceleași legi.



Atâta timp cât nici o altă forță nu este aplicată asupra corpului, el rămâne în poziția de repaus. În momentul când o forță acționează asupra lui, el va oscila în jurul acestei poziții, cu o amplitudine direct proporțională cu forța aplicată și atâta timp cât forța rămâne activă. Când forța încetează, oscilația se amortizează ușor, corpul revenind în poziția de repaus.

Dacă se atașează masei în mișcare un dispozitiv de înregistrare, răspunsul sistemului se poate obține pe o diagramă (fig. 2).



Mișcarea, poate conține o componentă unică care se produce la o singură frecvență, spre exemplu un diapazon, care poate conține mai multe componente produse de frecvențe diferite, simultan, cum ar fi de pildă mișcarea unui piston la un motor cu combustie internă (fig. 3).

2.2 Caracteristicile vibrației:

- Frecvența
- Deplasarea
- Viteza
- Accelerația

Aceste caracteristici pot fi studiate utilizând modelul greutății suspendate de un resort.

FRECVENȚA

Timpul necesar desfășurării unui ciclu complet al vibrației este T și se numește perioadă (T) <s> (fig. 4)

Frecvența (f) este numărul complet de cicluri ce se produc într-o anumită perioadă de timp.
 $f=1/T$ <Hz> <CPM>

Se măsoară în Hertzi [Hz] și exprimă numărul de cicluri pe secundă, sau se măsoară în cicluri pe minut [CPM].

$$1\text{Hz} = 1\text{CPM}/60$$

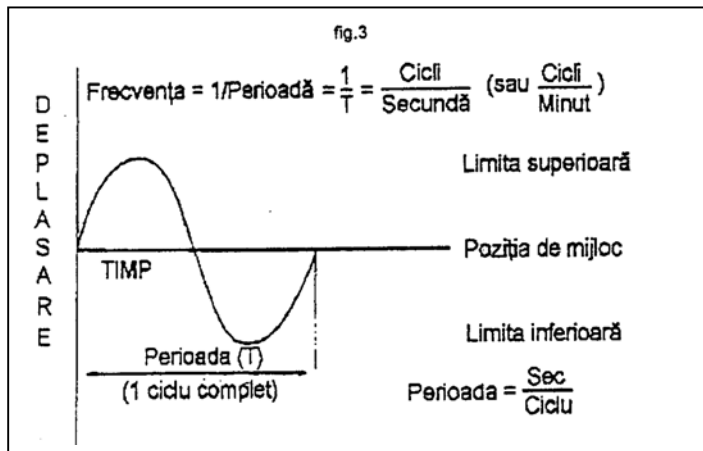
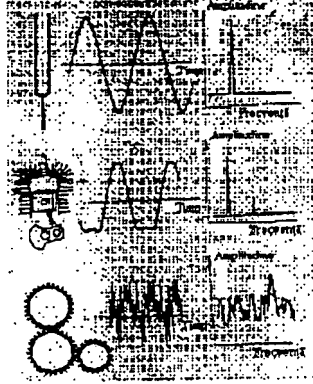


fig. 4

DEPLASAREA

Ecuția deplasării (D) pentru o mișcare oscilatorie armonică simplă este:

$$D = X_{\text{peak}} \sin(\omega t) = X_{\text{peak}} \sin(2\pi f t)$$

unde D = deplasarea

X_{peak} = deplasarea maximă față de poziția de referință (de repaus).

ω = viteza unghiulară

$\omega = 2\pi f$

t=timpul

Deplasarea se măsoară în μm peak-to-peak> (vârf-la-vârf) în sistemul metric, sau în <mils peak-to-peak> în sistemul englezesc.

Reprezentarea grafică a deplasării se poate vedea în fig.4.

- când $t=0$ atunci $D=X_{\text{peak}} \sin(\omega t)=0$

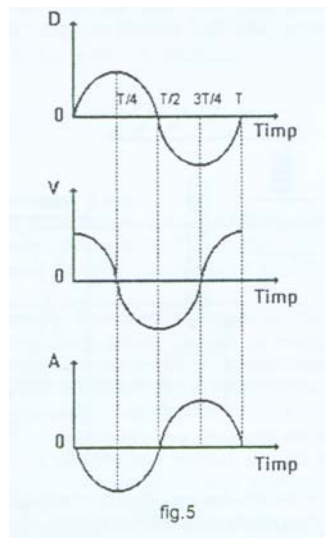
- când $t=T/4$ atunci $D=X_{\text{peak}} \sin(2\pi/4)=X_{\text{peak}}$, deoarece $\omega=2\pi f=2\pi/t$.

- când $t=T/2$ atunci $D=X_{\text{peak}} \sin(2\pi/2)=X_{\text{peak}} \sin(2\pi)=0$.

VITEZA

Când piesa vibrează, mișcarea se face cu o viteză (V) care este într-o continuă schimbare. În poziția de sus a greutateii, viteza este 0 deoarece greutatea se oprește pentru a-și schimba sensul de deplasare. La fel și în poziția de jos. Viteza maximă, o are greutatea în poziția neutră.

Se observă în fig.5, care este graficul viteză/timp, comparativ cu cel deplasare/timp.



Din grafic se poate remarca defazajul de 90° între viteză și deplasare.

În sistemul metric viteza se măsoară cel mai frecvent în mm/s rms și mai rar în mm/s peak , iar în sistemul englezesc unitatea de măsură este in/s rms și mai rar în in/s peak , unde:

in=inches

1 cm=0,394 inches

1 inches=25,4 mm

1 mils=0,001 inches=0,0254 mm=25,4 mm

Atenție! În general acolo unde nu se specifică dacă unitatea de măsură mm/s este "rms" sau "peak", se subînțelege că este "rms".

Ecuția vitezei se obține derivând ecuația deplasării:

$$V = dX/dt = \omega X_{\text{peak}} \cos(\omega t) = V_{\text{peak}} \sin(\omega t + \pi/2)$$

ACCELERAȚIA

Referindu-ne la mișcarea greutateii din fig. 1, accelerația (A) este maximă în pozițiile extreme ale piesei, (unde își schimbă direcția și viteza este zero). Cu cât viteza crește, accelerația descrește, ajungând zero în poziția neutră (acolo unde viteza este maximă) (fig.5). Spre poziția neutră, corpul decelerează, ajungând în cealaltă poziție extremă unde iarăși valoarea accelerației este maximă.

Se observă din grafic că accelerația e defazată față de viteză cu 90° .

În sistemul metric accelerația se măsoară în <mm/s² peak>, iar în sistemul englezesc în <in/s² peak>. Însă cea mai des folosită unitate de măsură în ambele sisteme este <g peak>, unde $g=9,8 \text{ m/s}^2=386,087 \text{ in/s}^2$ (accelerația gravitațională).

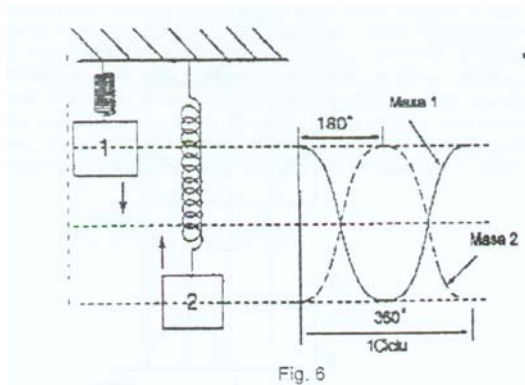
Ecuția accelerației se află derivând ecuația vitezei:

$$A=dV/dt=d^2X/dt^2=-w^2 X_{\text{peak}} \sin(wt)=-A_{\text{peak}} \sin(wt)=A_{\text{peak}} \sin(wt+\Pi)$$

FAZA

O altă caracteristică importantă a vibrației este faza, definită ca poziția, la un moment dat, a unui corp ce vibrează față de un punct fix de referință sau față de un alt corp aflat în mișcare vibratorie

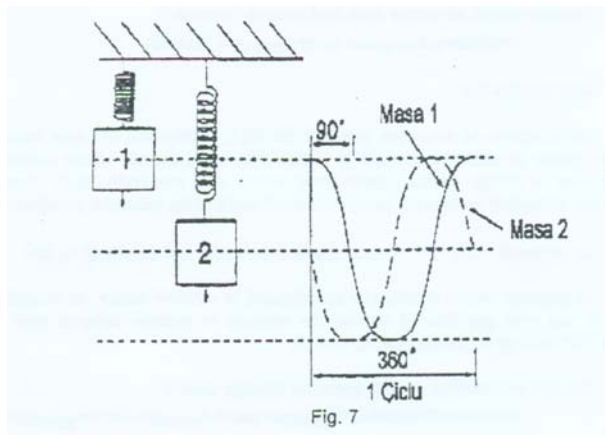
În practică, măsurarea fazei oferă o modalitate convenabilă de a compara o mișcare vibratorie cu o alta, sau de a determina cum, spre exemplu, un subansamblu vibrează relativ la un alt subansamblu. Spre exemplu, cele două greutateți din fig.6 vibrează cu aceeași frecvență și au aceeași amplitudine a deplasării.



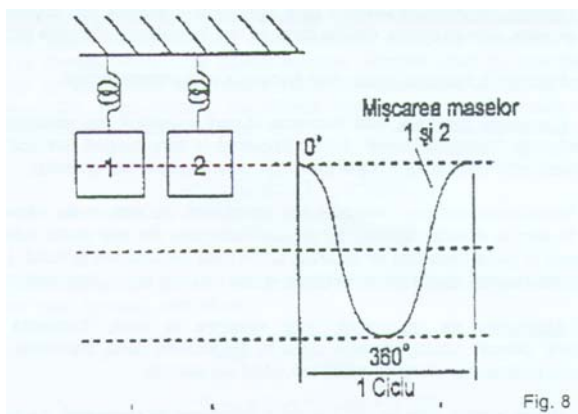
Corpul 1 este în poziția cea mai de sus, în același moment când corpul 2 este în poziția cea mai de jos. Putem folosi faza ca să comparăm cele două mișcări vibratorii. Desenăm mișcările vibratorii ale celor două corpuri pornind din același moment. Observăm că punctele de maximă amplitudine ale celor două corpuri 1 și 2 sunt defazate cu 180° (un ciclu complet are 360°).

Deci, putem spune, că cele două vibrații sunt defazate cu 180°.

În fig.7, greutatea 1 este la nivelul superior al cursei în timp ce greutatea 2 este în poziție neutră și merg împreună spre poziția inferioară. Aceste două greutateți au mișcări vibratorii defazate între ele cu 90°.

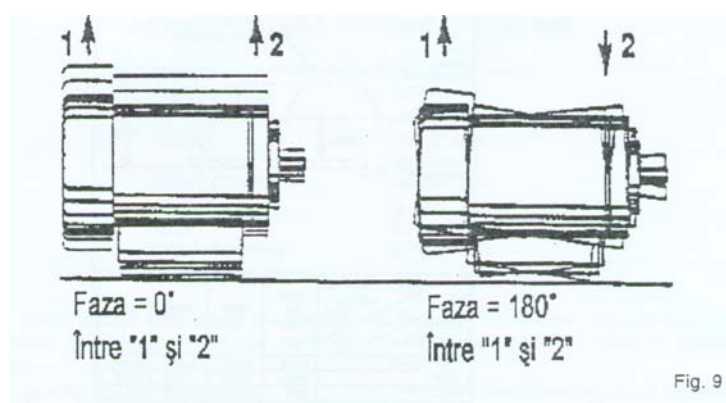


În fig.8, greutatețile 1 și 2 se găsesc în poziția superioară a deplasării, amândouă în același timp. Aceste greutateți sunt în fază.



Măsurătoarea de fază e importantă când se dorește o diagnosticare mai precisă a defecțiunilor ce apar la utilajele dinamice.

În fig. 9 se exemplifică cum pot fi folosite măsurătorile de fază în analiza modului de vibrație a unui motor. În figura din stânga diferența de fază între vibrațiile celor două lagăre, măsurate pe aceeași direcție, este de 0° (mișcare în fază), iar în figura din dreapta cele două lagăre au vibrații defazate cu 180° (mișcare în antifază). Având aceste informații putem face distincție între un dezechilibru pur, în cazul figurii din stânga și o dezaliniere sau un cap de arbore îndoit, în cazul figurii din dreapta, lucru care nu s-ar fi putut evidenția altfel printr-o simplă măsurătoare a amplitudinii vibrației.



Cunoașterea fazei poate fi foarte folositoare dacă se dorește să se cunoască nu numai cu cât vibrează un utilaj, dar și cum vibrează. Însă aparatele obișnuite de măsurare a amplitudinii vibrației nu sunt capabile să determine faza.

2.3 ALTE CARACTERISTICI

Mai sunt însă și alte caracteristici ale vibrației, cu care trebuie să ne familiarizăm, pentru a înțelege cauzele vibrațiilor utilajelor dinamice:

- Vibrație forțată: e o vibrație cauzată de o forță vibratorie, spre exemplu un dezechilibru, ce obligă mașina sau structura ei să vibreze la o frecvență egală cu cea a forței vibratorii.
- Vibrații libere: sunt vibrațiile care apar când, o mașină sau structura ei, vibrează în absența unei forțe externe, spre exemplu, situația când au fost îndepărtate vibrațiile forțate.
- Frecvența conducătoare: este frecvența unei vibrații forțate.
- Frecvența naturală: este frecvența la care o mașină sau structura ei vibrează, atunci când este sub influența "vibrațiilor libere". Este o frecvență la care mașina "preferă" să vibreze. De exemplu, când un clopot este lovit, el va vibra la frecvența pentru care a fost proiectat.

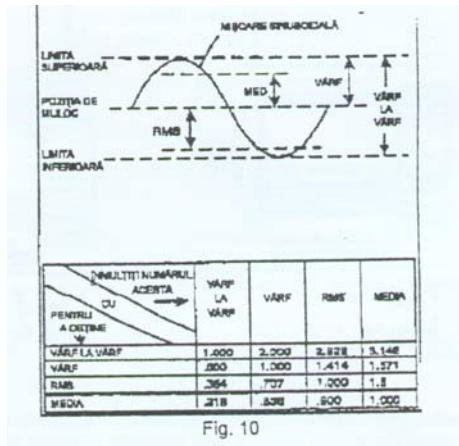
Majoritatea utilajelor dinamice sau structurilor au mai multe frecvențe naturale la care ele vibrează, în special datorită faptului că ele sunt compuse din mai multe subansamble care, la rândul lor au fiecare în parte frecvența lor naturală. Orice forță instantanee aplicată, (spre exemplu, dacă lovim structura cu un ciocan), poate cauza excitația la una sau mai multe frecvențe naturale.

- Frecvența de rezonanță: este valoarea la care "frecvența naturală" și "frecvența conducătoare" coincid. Uzual, vibrațiile cresc în amplitudine când "frecvența conducătoare" se apropie de "frecvența naturală" și ajung la maximum, când ele coincid.

- Viteza critică: este un caz special al frecvenței de rezonanță, ce apare când viteza de rotație a mașinii (RPM), care este "frecvența conducătoare", coincide cu "frecvența naturală" a mașinii. Adesea, aceasta este "frecvența naturală" a arborelui, iar funcționarea îndelungată la această frecvență generează vibrații de mare amplitudine, ce pot cauza îndoirea lui.

2.4 UNITĂȚI DE MĂSURĂ

În măsurarea vibrațiilor se folosesc diverse unități de măsură acceptate de standardele internaționale. În fig. 10 sunt prezentate relațiile dintre aceste unități.



Mișcarea este sinusoidală. Valoarea "vârf-la-vârf" (peak-to-peak) indică cursa maximă a corpului între poziția cea mai de sus și cea mai de jos a sa. Această unitate este folosită mai ales în măsurarea amplitudinii deplasării corpului aflat în mișcare vibratorie.

Valoarea "vârf" (peak) este jumătate din valoarea "vârf-la-vârf".

O altă unitate de măsură ce caracterizează cel mai bine "starea de funcționare" a mașinii, este "rădăcina medie pătratică" (root-mean-square), prescurtat RMS.

O altă denumire foarte des folosită, este "valoarea eficace", prescurtat eff. Ea este folosită când avem de-a face cu vibrații întâmplătoare, sau compuse din mișcări sinusoidale de diferite frecvențe (spre exemplu mișcarea unui piston la motoare cu aprindere internă). Acest tip de valoare, oferă cea mai completă descriere a nivelului de vibrații deoarece, ea e în directă legătură cu nivelul energiei vibrației, deci cu potențialul pericol pe care-l reprezintă vibrația în acel punct de măsură. Valoarea RMS se folosește în special la exprimarea amplitudinii vitezei. Din aceste motive, majoritatea standardelor internaționale cu privire la nivelul admisibil de vibrații, folosesc această unitate.

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} = \sqrt{\frac{1}{2}(v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2)}$$

Când avem de-a face cu vibrație compusă doar din două componente, la frecvențe diferite, având două valori V_{min} și V_{max} , rezultă că:

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2}(v_{max}^2 + v_{min}^2)}$$

$$V_{rms} = V_{eff} = V_{vârf} \times 0,707$$

O altă unitate de măsură, folosită în special la măsurătorile electrice, este "valoarea medie" (average). Valoarea medie a curbei sinusoidale este:

$$V_{med} = V_{vârf} \times 0,637$$

În tab.1 sunt menționate principalele caracteristici ale vibrației și unitățile de măsură folosite pentru fiecare:

tab.1

CARACTERISTICILE VIBRAȚIEI	UNITĂȚI DE MĂSURĂ METRIC
FRECVENȚA	CPM
DEPLASAREA	mm vârf la vârf
VITEZA	mm/s RMS mm/s vârf
ACCELERAȚIA	mm/s ² virt g vârf
FAZA	GRADE
SPIKE ENERGY	g-SE

Dacă vibrația este simplă (de exemplu sinusoidală) deplasarea, viteza și accelerația sunt în relații directe. În sistemul metric, un parametru poate fi transformat în altul cu ajutorul ecuațiilor următoare:

$D = 19,10 \times 10^3 \times V / (\text{RPM})$	unde: D = deplasarea <μm vârf la vârf>
$D = 1,79 \times 10^9 \times A / (\text{RPM})^2$	V = viteza <mm/s vârf>
$V = 52,36 \times 10^{-6} \times D \times (\text{RPM})$	A = accelerația <g vârf>
$V = 93,58 \times 10^3 \times A / (\text{RPM})$	
$A = 0,56 \times 10^{-9} \times D \times (\text{RPM})^2$	
$A = 10,69 \times 10^{-6} \times V \times (\text{RPM})$	

2.5 NIVELE ADMISIBILE DE VIBRAȚIE

"Starea în funcționare" a oricărui utilaj din industrie, fie el static fie dinamic, este principala preocupare a proiectanților și a celor care le exploatează. Una din caracteristicile acestei "stări", este mișcarea vibratorie. Atunci când această mișcare vibratorie are o amplitudine ce depășește limita admisibilă, utilajul poate deveni o sursă perturbatoare (d.p.d.v. acustic), se poate avaria, sau poate crea avarierea altor utilaje, devenind un potențial pericol în funcționare.

Pentru a evita asemenea situații neplăcute și costisitoare, este necesar:

1. cunoașterea acestor limite admisibile ale amplitudinii vibrației, pentru fiecare utilaj în parte.
2. urmărirea evoluției vibrației, folosind aparatură corespunzătoare.
3. pregătirea personalului de supraveghere și control, pentru diagnosticarea funcționării utilajelor, atunci când dețin toate informațiile necesare, precum și pentru o rapidă intervenție, atunci când este cazul.

Vă puteți imagina cât de importantă este această activitate de diagnosticare a utilajelor dinamice, pe baza măsurătorilor de vibrații, deci în timpul funcționării lor, pentru agenții economici cu grad mare de pericolozitate cum sunt cei din industria petrochimică, energetică, etc.

Din cauză că amplitudinea vibrației este o măsură a stării de funcționare a utilajului dinamic, se pune întrebarea: cât de mare poate fi această amplitudine, astfel încât utilajul respectiv să fie exploatat în condiții de siguranță?

Pentru a răspunde la această întrebare, e bine să ținem seama că obiectivul este următorul: olosirea măsurătorilor de vibrații pentru a detecta eventualele defecte cât mai devreme posibil, putându-se astfel realiza un program de măsuri cât mai rapide și eficiente (cu costuri cât mai mici).

Se poate spune că se folosește eficient acest sistem, doar atunci când se reușește o diagnosticare corectă a apariției și evoluției unui defect, intervenindu-se la timp și nu atunci când se determină cât de mare poate fi vibrația unui utilaj anume înainte de avariere sau distrugere sau cât poate funcționa cu nivele mari de vibrații.

Nu există o diagramă care să precizeze pentru, un utilaj dinamic oarecare, care este limita de vibrație admisibilă, dincolo de care mașina s-ar defecta imediat. Fiecare tip de defect se dezvoltă deosebit unul față de celălalt și de la utilaj la utilaj, fiind greu de precizat o limită.

Totuși, statistic s-a putut face o evaluare generală a nivelului admisibil de vibrații pe categorii de utilaje dinamice

și evaluarea "stării de funcționare" a lor, în funcție de nivelul de vibrații măsurat, împărțindu-se aceste utilaje în patru clase, după putere și gabarit și studiindu-se evoluția lor în timp. Aceste studii s-au concretizat printre altele și în standardele:

- ISO 2372/1974-Geneva-Elveția sau
- VDI 2056-Germania

În aceste două standarde, care sunt identice (ANEXA 1), valorile amplitudinii vibrației, măsurată în V_{rms} <mm/s>, sunt împărțite pe patru niveluri ce indică "starea de funcționare" a utilajului (vezi ANEXA 1 DG ISO 2372):

- A-bună
- B-satisfăcătoare
- C-nesatisfăcătoare
- D-inacceptabilă

NOTĂ: La utilajele montate pe fundații elastice, nivelele admisibile de vibrații se dublează pentru fiecare clasă în parte.

De menționat că măsurătorile se fac pe lagărele utilajului, sau acolo unde nu este posibil, cât mai aproape de ele.

Utilajele ce funcționează în domeniile A și B (fig. 11) sunt în stare bună de funcționare. În general în prima jumătate a domeniului C se fixează nivelul de alarmă, peste care, utilajul nu este inutilizabil, dar are defecte importante ce pot evolua uneori imprevizibil până la limita inferioară a domeniului D, peste care utilajul trebuie oprit obligatoriu, deoarece se poate distruge oricând, poate avaria utilajele înconjurătoare, sau poate pune în pericol vieți omenești.

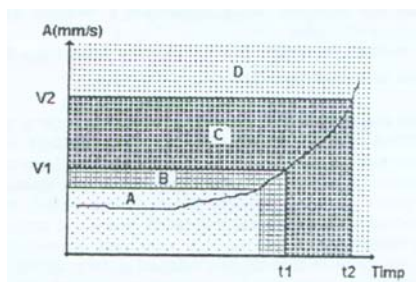


Fig. 11 Evoluția în timp a amplitudinii vibrației "A", pentru un utilaj dinamic

Toate aceste standarde internaționale recomandă ca în momentul în care utilajul a intrat în alarmă, deci în zona C, el să fie diagnosticat și în funcție de defect, să se urmărească evoluția lui, cât mai des, până la oprire, ce va avea loc după un interval de timp optim ales, în funcție de tipul defectului, evoluția lui și considerente economice, astfel încât să fie evitată o oprire bruscă (necontrolată) a utilajului în avarie. În tot acest timp, ce se scurge de la intrarea în alarmă și până la oprirea lui controlată, factorii responsabili din unitatea respectivă, își pot pregăti rezerva aceluia utilaj, piesele de schimb și forța de muncă, pentru a repara acel utilaj într-un timp minim, cu cheltuieli cât mai mici și dacă e posibil fără să fie afectat procesul tehnologic.

Conform acestor standarde utilajele dinamice sunt împărțite în patru clase:

- Clasa 1 (K) - **mici** - mașini de gabarit mic cu puteri ≤ 15 kw.
- Clasa 2 (M) - **medii** - mașini de gabarit mediu cu puteri între $15 \div 75$ kw, sau până la 300 kw cu fundații speciale.
- Clasa 3 (G) – **mari** - mașini mari cu fundații rigide și grele, a căror frecvență naturală este mai mare ca viteza de rotație a mașinii și puteri > 75 kw.
- Clasa 4 (T) - **turbo** - mașini mari (turbomașini), care funcționează la viteze mai mari ca frecvența naturală a fundației.

În România, **STAS-ul 6910-87** împarte utilajele dinamice în trei categorii:

1. Turbine cu abur, alternatoare, hidroagregate, turbocompresoare, precum și pompe, ventilatoare și electromotoare de acționare ale acestora, cuplaje hidraulice, reductoare, multiplicatoare și variatoare de turație.
2. Mașini mari sau grele, bine reglate așezate pe fundații rigide, mașini mari de forță și de lucru (exemplu: compresoare, suflante, ventilatoare etc., cu puteri instalate de peste 300 kw).

3. Mașini așezate pe fundații elastice cu amortizoare (compresoare centrifugale, compresoare elicoidale și altele similare), mașini și agregate de acționare cu efecte de mase neechilibrate (mori cu ciocane, mori cu bile, mori ventilator) și alte utilaje cum ar fi: centrifuge, transportoare vibrante, mașini de preparat și altele similare.

Pentru fiecare din cele trei categorii, standardul împarte amplitudinea vibrațiilor măsurate pe corpurile lagărelor, pe trei nivele ale căror limite sunt specificate (vezi STAS 6910-87), bineînțeles cu excepția cazurilor când limitele sunt prescrise de producător.

Tot în acest STAS se recomandă:

- Dacă amplitudinile vibrațiilor măsurate se încadrează la nivelul **satisfăcător**, nu sunt necesare măsuri speciale.
- Dacă ele depășesc limita superioară a nivelului **satisfăcător**, se admite funcționarea cu supraveghere până la prima revizie sau reparație, când trebuie înlăturate cauzele acestei depășiri.
- Dacă amplitudinile vibrațiilor măsurate nu depășesc nivelul **admis**, trebuie analizate cauzele și înlăturate cu ocazia primei revizii sau reparații.
- Dacă ele depășesc limita superioară a nivelului **admis**, mașina trebuie oprită pentru înlăturarea cauzelor vibrațiilor.
- La punerea în funcțiune a mașinilor și agregatelor energetice, precum și după revizii și reparații, trebuie ca la toate verificările, $V_{eff} \leq 4,6$ mm/s.

Toate aceste standarde prezentate mai sus, precum și altele ce se pot întâlni în literatura de specialitate, (STAS 12476-86, STAS 8681-78, STAS 10822-84, ISO 2373) sunt utile pentru a crea o imagine cât mai reală asupra stării de funcționare a utilajului, dar nu este obligatoriu ca aceste valori să fie strict respectate. Cu excepția cazurilor când valorile sunt specificate de producătorul utilajului, se pot alege limitele pentru alarmă și respectiv pentru oprirea mașinii, mai mari sau mai mici decât cele din standarde, bineînțeles cu o diferență rezonabilă, ținându-se cont, de caracteristicile utilajului, care nu întodeauna se încadrează într-una din cele patru clase, de evoluția lui în ultimii ani, dacă utilajul nu e

nou, de nivelul vibrațiilor de fond din jurul utilajului și, nu în ultimul rând, de nivelul de performanță ce se vrea atins în instalația respectivă în următorul an, folosind această metodă de întreținere bazată pe analiza vibrației. Însă, foarte important este ca aceste limite, odată stabilite pentru diverse categorii de utilaje, să fie aplicate în mod asemănător în toate instalațiile ce intră în componența agentului economic respectiv și toți factorii interesați în acest domeniu, adică cei ce utilizează, întrețin, controlează și repară utilajele dinamice, să cunoască aceste valori și să le respecte cu strictețe.

Se recomandă ca un utilaj nou sau corect reparat, imediat după punerea în funcțiune, să se încadreze în domeniul A de severitate, în special pentru clasale I și II.

Motoarele utilajelor încadrate în primele trei clase, dacă sunt măsurate separat, necuplate cu utilajul, fie pe poziția de montaj, fie pe un stand de probă rigid, care să simuleze identic prinderea motorului pe fundație, să se încadreze ca nivel de vibrații în domeniul A al respectivei clase. În caz contrar, este posibil ca după cuplarea cu utilajul când apar de cele mai multe ori creșteri semnificative și obiective ale nivelului de vibrații pe întregul utilaj, acesta să se situeze în domeniul C sau chiar D.

- Este obligatoriu ca motoarele electrice să fie verificate, acolo unde este posibil, în gol, dar cu semicuplajul montat pe ax împreună cu toate celelalte subansamble ale cuplajului care sunt prinse rigid de semicuplajul motorului (de exemplu intermediarul unui cuplaj cu bolțuri).
- Valorile limită de vibrații specificate în standarde, sunt cele ce vor fi citite pe direcția orizontală (H). Limitele vibrațiilor citite pe direcție verticală (V) se recomandă să fie 75% și ale celor citite pe direcția axială (A) 50% din valorile prescrise de standard.

2.6 MONTAREA SENZORULUI

Senzorii pot fi montați în contact direct cu suprafața a cărei vibrație se măsoară (fig.12), sau fără contact (cu contact indirect) (fig. 13).

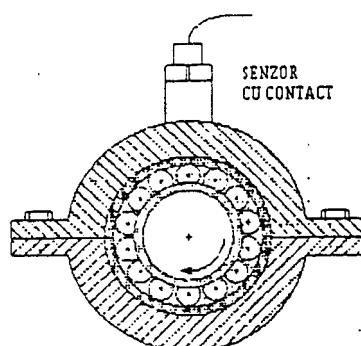
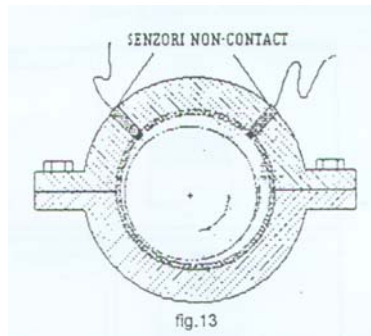
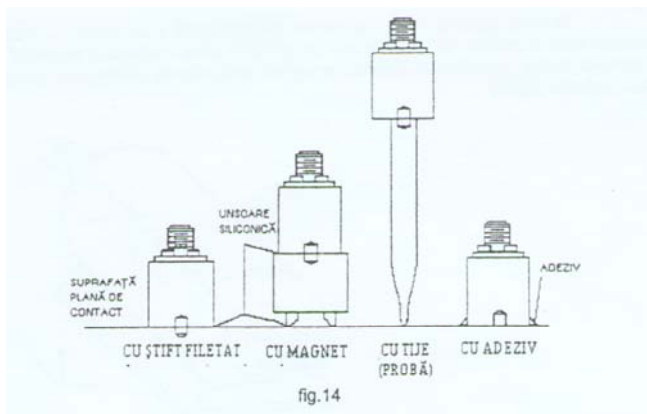


Fig. 12



Cei cu contact direct (de viteză, accelerometrele și mai rar cei de deplasare), iau contact cu suprafața măsurată prin intermediul unei tije, unui magnet, unui adeziv, sau unui știft filetat (fig. 14). Uneori, dar foarte rar, senzorul este în contact direct cu suprafața măsurată, fără nici un dispozitiv intermediar (câteodată este folosită ultima metodă la măsurarea vibrațiilor de amplitudini mici, la frecvențe înalte și acolo unde nu se poate folosi un magnet sau un știft filetat).



Senzorii fără contact (non-contact), generează de obicei în vârful tijeii un câmp electromagnetic, care în funcție de interstițiul dintre sondă și suprafața a cărei deplasare o măsurăm, produce o tensiune care este captată, amplificată și transmisă instrumentului de măsură..

O condiție de bază ce trebuie avută în vedere atunci când folosim mai mulți senzori, fie de același tip, fie diferiți, este că ei, înainte de folosire și în timpul folosirii din timp în timp, trebuie să fie verificați și recalibrați, dacă este necesar, pentru a indica toți aceeași valoare.

În fig.15 se poate observa modul de montare corectă a unui senzor prin intermediul unui știft filetat.

Cel mai precis procedeu de montare a senzorului în vederea măsurării vibrației, este cu ajutorul știftului filetat deoarece, e o prindere fixă și fermă. Dar nu întotdeauna este posibil accesul la punctul de măsurare cu o asemenea metodă și durează mult montarea și demontarea senzorului atunci când se masoară zeci de puncte dintr-o rută. Această metodă e indicată la măsurători puține ca număr și la monitorizarea continuă.

Senzorii cu contact direct, atunci când îi folosim pentru măsurarea vibrațiilor lagărelor, trebuie să măsoare vibrațiile în plan orizontal, vertical și axial.

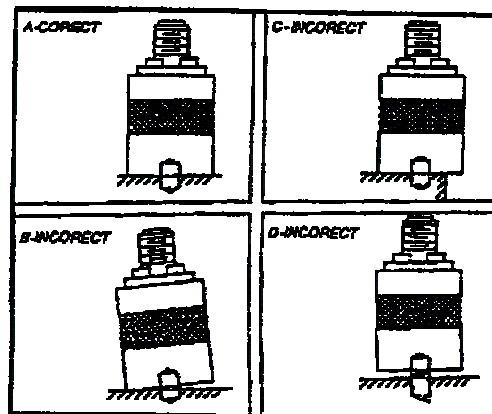
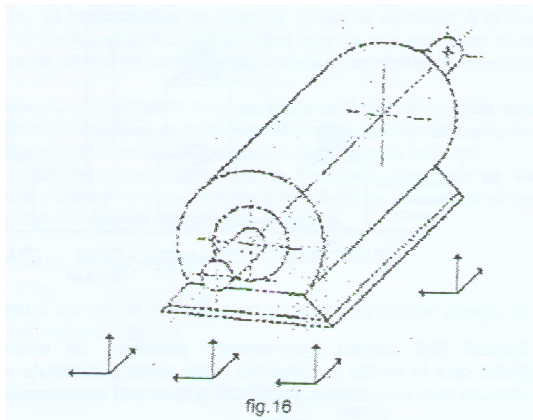


fig.15

În cazul lagărelor rigide, cu transmisibilitate înaltă și amortizare scăzută (lagărele cu rulmenți), senzorii trebuie montați astfel încât axa lor să fie în planul vertical și respectiv orizontal ce conțin axa lagărului, pentru măsurătorile radiale, iar pentru măsurătorile axiale, axa sensorului să fie paralelă cu axa lagărului (fig. 16).



Montarea lor se face pe carcasa lagărului, cât mai aproape de cuzinet sau de inelul exterior al rulmentului, astfel încât între suprafața sensorului și cea a lagărului să fie cât mai puține piese intermediare, pentru a nu amortiza vibrația și cât mai puține spații goale, deoarece acestea presupun existența unor pereți, în general subțiri, ce pot intra în rezonanță, generând informații eronate.

Dacă vrem să măsurăm vibrațiile unui lagăr, indiferent ce formă are carcasa lui, rotundă sau paralelipipedică, senzorul trebuie să fie montat, astfel încât axa lui longitudinală să intersecteze perpendicular axa longitudinală a lagărului, altfel spus, el să fie în prelungirea razei lagărului, deoarece vibrația se propagă radial. Abaterea sensorului de la această poziție să nu fie mai mare de 5° deoarece senzorul este unidirecțional și înclinarea lui cu mai mult de 5° ar diminua sensibil de mult amplitudinea semnalului recepționat.

În situația când se fac măsurători axiale, senzorii cu contact direct se montează pe capacul din capul arborelui (atunci când există), dar între șuruburile de prindere ale capacului deoarece, acolo el este mai rigid. Dacă montarea sensorului se face mai spre centrul capacului, atunci el măsoară vibrații de amplitudini mai mari decât cete reale, deoarece capacul se comportă ca o membrană ce amplifică vibrațiile, pe suprafața sa apărând noduri și ventre.

În cazul când lagărul nu are capac axial, sau nu există o suprafață axială terminus în dreptul aceluia lagăr, senzorul cu contact direct se va monta pe o suprafață perpendiculară pe axa arborelui, cea mai apropiată de lagăr și de axa lui.

Atenție! Este interzisă montarea senzorilor pe șuruburi sau alte dispozitive de prindere (bolțuri, pene etc.), deoarece măsurătoarea este eronată.

De reținut că, în situația când există posibilitatea măsurării vibrațiilor axiale în ambele capete ale arborelui, este indicat să o facem. Când nu este posibil, e suficient să măsurăm axial într-un singur capăt, deoarece de cele mai multe ori vibrația din capătul opus are aceeași amplitudine dar defazată cu 180° .

Atenție! Este absolut obligatoriu ca un arbore să aibă eel puțin o măsurătoare axială.

2.7 CAUZELE ȘI EFECTELE PRODUCERII VIBRAȚIILOR LA UTILAJELE DINAMICE

Vibrațiile excesive ale utilajelor scad durata de funcționare a acestora prin afectarea diferitelor părți componente ale utilajelor. Astfel, vibrațiile scurtează considerabil durata de viață a rulmenților, produc jocuri excesive în lagăre, defecțiuni ale etanșărilor mecanice, distrugerea cuplajelor și a fundațiilor.

La un utilaj care funcționează un timp îndelungat cu vibrații ridicate, se pot distruge parțial sau total și alte părți vitale (ansamblul rotoric, înfășurări statorice ale motorului electric, roți dințate din reductoare sau multiplicatoare etc.).

Funcționarea cu valori sporite ale vibrațiilor, crește considerabil costurile aferente activității de întreținere și reparații ale utilajelor dinamice.

În concluzie, scăderea nivelului general de vibrații ale utilajelor conduce, pe lângă creșterea duratei de funcționare a acestora și la o diminuare drastică a cheltuielilor de întreținere și reparații.

Cauzele pentru care un utilaj dinamic vibrează excesiv sunt multiple și complexe. În cele ce urmează nu ne referim la cauzele aferente unei slabe execuții la fabricarea utilajelor, sau la defectele de proiectare, ci numai la cauzele care se manifestă în timpul funcționării utilajelor considerate bune la pornire.

Identificarea acestor cauze, necesită proceduri de investigație complexe, analiza componentelor spectrale ale vibrațiilor fiind obligatorie. Vibrometrul, ca un aparat care măsoară numai valoarea globală a vibrației, nu este capabil să conducă la o diagnosticare completă a cauzelor care produc vibrațiile.

Principalele cauze generatoare de vibrații sunt următoarele:

- *Dezechilibrul subansamblelor aflate în mișcare de rotație.*
- *Dezaliniere ale cuplajelor sau ale lagărelor.*
- *Arbori îndoiți.*
- *Roți dințate uzate, excentrice sau distruse.*
- *Curele sau lanțuri de transmisie proaste.*
- *Lagăre (de rostogolire sau alunecare) uzate, distruse.*
- *Variații ale momentului de răsucire.*
- *Forțe electromagnetice.*
- *Forțe aerodinamice.*
- *Forțe hidraulice.*
- *Jocuri (slăbiri).*
- *Frecări.*
- *Rezonanță.*
- *Izometrii necorespunzătoare*

De multe ori aceste cauze se suprapun. Orice nou defect apărut, se reflectă în creșterea nivelului global de vibrație. De aceea utilizarea vibrometrului pentru măsurători periodice, este o primă etapă de trecere la un sistem real de întreținere predictivă.

Orice creștere semnificativă (peste 10% - 15% din valoarea anterioară) a vibrației globale detectate la un utilaj, reprezintă primul indiciu că în funcționarea acestuia a apărut o schimbare, de obicei datorată unui defect incipient de natură mecanică.

Cunoașterea acestei stări de lucru poate duce la măsuri imediate pentru a se evita agravarea defectului și apariția altora, complementare.

DEZALINIAREA

Dezalinierea apare atunci când axele de simetrie ale arborilor ce transmit mișcarea între două sau mai multe utilaje dinamice, cuplate între ele, nu sunt colineare.

Dezalinierea este de două feluri:

- *dezaliniere axială sau paralelă*, care se măsoară în [mm] și care reprezintă distanța dintre cele două axe de simetrie ale arborilor.
- *dezaliniere unghiulară*, care reprezintă poziția unghiulară relativă dintre axele de simetrie ale arborilor și care se măsoară în [mm/100mm].

În practică, în marea majoritate a cazurilor se întâlnesc ambele cazuri de dezaliniere.

Prin generarea de vibrații excesive, dezalinierea duce la o uzură prematură a lagărelor și chiar la defectarea lor (în special a rulmenților), la distrugerea etanșărilor mecanice și a danturii roților dințate ale reductoarelor (multiplicatoarelor) existente în ansamblu.

Dacă pentru dezechilibru există standarde internaționale (ISO 1940/1), care definesc mărimea dezechilibrului, precum și dezechilibrul admis, pentru dezaliniere nu există până în prezent o astfel de standardizare unică. În general, se acceptă ca mașinile care funcționează la viteze de rotație mici, pot avea o dezaliniere de ansamblu mai mare decât mașinile care funcționează la rotații mari. În concluzie, în literatura de specialitate se încearcă definirea unor dezaliniere (axiale și unghiulare) maxime admise, în funcție de viteza de rotație a axelor cuplate. Această opinie este eronată, deoarece în timp orice utilaj dezaliniat se va defecta, indiferent de viteza de rotație la care acesta funcționează. De aceea, se consideră că orice ansamblu care la aliniere solicită adăugarea (sau

scoaterea) unei grosimi mai mare de 50 μm de tablă de adaos, este practic dezaliniat. Totuși, în tab.3 sunt prezentate valorile maxime acceptate pentru dezaliniere, în funcție de turația utilajului, cu toate că se recomandă efectuarea alinierii oricărei mașini ca și cum aceasta ar funcționa la o turație mai mare de 5000 RPM.

Detectarea dezalinerii se poate face utilizând tehnici specifice analizei de vibrații, sau prin oprirea utilajului și verificarea directă a alinierii cu ajutorul aparaturii specializate (truse de aliniere, ceasuri comparatoare etc.). Dacă se folosește un analizor de vibrații ce poate vizualiza un spectru FFT, dezalinierea se poate observa ușor din analiza spectrală. Dacă se folosește un vibrometru ce indică doar amplitudinea vibrației pe bandă largă se pot obține informații utile privind dezalinierea citind valorile de vibrații pe cele trei direcții: axial, orizontal și vertical. Dacă valoarea vibrației pe direcție axială este mai mare decât 50% din valoarea vibrației pe direcție radială, atunci este foarte probabil ca dezalinierea să fie cauza.

Dezalinierea reprezintă, statistic, 50% din cauzele de vibrații excesive ale utilajelor dinamice rotative. În foarte multe cazuri alinierea trebuie făcută ținând seama de dilatarea termică.

Utilizarea unor metode corecte de aliniere duce la reducerea drastică a vibrațiilor utilajelor dinamice.

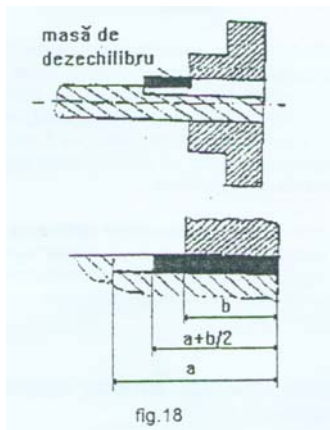
DEZECHILIBRUL

Dezechilibrul reprezintă una din principalele surse ale vibrațiilor la un utilaj dinamic.

Vibrația produsă are frecvența egală cu viteza de rotație a piesei dezechilibrate (rotor, cuplaj).

Chiar dacă fiecare componentă a unui ansamblu a fost corect echilibrată, vibrația dezechilibrului poate fi importantă datorită modului defectuos de asamblare.

Una din cauzele apariției dezechilibrului după montaj, este forma și lungimea incompletă a penei. Ca regulă generală, la echilibrarea rotorului pe stand, operatorul pune o semipană pentru a compensa diferența de greutate. De obicei, canalul de pană este mai lung la rotor decât la semicuplaj. Astfel, deși ambele părți au fost echilibrate în parte corect, la asamblare apare o masă reziduală de dezechilibru (fig. 18).



Cea mai simplă soluție în acest caz, este alegerea unei pene de lungime potrivită care compensează masele, chiar dacă astfel se induce un mic dezechilibru de cuplu. Se apreciază că numai prin simpla compensare a efectului penei, se poate obține o substanțială scădere a vibrațiilor. Creșterea cu numai 1 mm/s a vibrației poate avea efecte negative asupra funcționării unei etanșări mecanice.

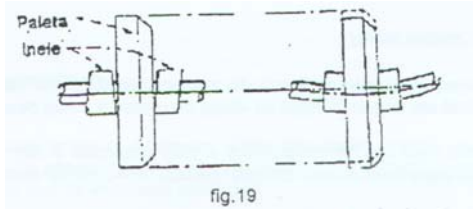
O altă posibilă rezolvare a problemei penelor, poate fi realizată prin fixarea cuplajului încât poziția relativă a canalelor de pană să fie la 180° unul față de celălalt.

În cazul rotorilor multietajați se echilibrează fiecare subansamblu rotoric în parte asemenea și arborele. Dar dacă la montaj nu se ține seama de dezechilibrul rezidual al fiecărui subansamblu în parte, astfel încât la asamblare să se compenseze măcar parțial masele reziduale atunci rezultatul final ar putea conduce la un dezechilibru major.

Diferențele de greutate ale șuruburilor de fixare a cuplajului, pot conduce la dezechilibre importante. O simplă cântărire a lor înainte de asamblare, poate rezolva problema.

Stocarea rotorilor lungi în magazie într-un mod necorespunzător și pentru perioade îndelungate de timp determină deformarea plastică a acestora.

Inelele distanțiere dintre rotorii trebuie să aibă fețele perpendiculare pe axa arborelui, în caz contrar, la strângerea ansamblului rotor, pot apărea deformări care duc la deformarea arborelui (fig. 19).



Acestea sunt doar câteva din erorile cel mai des întâlnite în timpul asamblării. De multe ori, erorile de asamblare nu vor provoca creșteri spectaculoase ale nivelului de vibrație, dar vor face ca mașina care funcționa **foarte bine** să funcționeze doar **bine**. Deși diferența dintre **foarte bine** și **bine** este adeseori nesemnificativă, în practică s-a dovedit că efectele în termeni de durată de funcționare, consumuri energetice etc. sunt importante.

Se consideră că rotorii cu concentrare mare de masă pe o lungime scurtă pot fi echilibrați într-un singur plan, nejustificându-se echilibrarea în două plane. Acest lucru nu este total adevărat. Lungimea nu trebuie corelată cu diametrul subansamblului de echilibrat. Soluția este următoarea: dacă există posibilitatea echilibrării în două plane, ea trebuie făcută, indiferent de dimensiunile piesei de echilibrat. Acuratețea echilibrării va fi mai mare și rezultatul va fi mai bun. Echilibrarea într-un singur plan se face numai în cazul când aparatul folosit nu permite decât această metodă și dimensiunile sau configurația piesei nu impun echilibrarea în două plane.

Standardul care stabilește toleranțele admise de dezechilibru (sau dezechilibrul rezidual) este *ISO 1940 - 'Calitatea echilibrării pentru corpuri rotative'* elaborat în 1967. De atunci metodele și tehnicile de echilibrare au evoluat rapid, utilizându-se acum microprocesoarele și electronica avansată. De aceea se recomandă ca rotorul să se echilibreze pe stand, cât mai bine, dar cel puțin cu o clasă de precizie mai ridicată decât prevede ISO 1940.

ECHILIBRAREA DINAMICĂ ÎNTR-UN SINGUR PLAN A ROTORILOR, CU AJUTORUL VIBROMETRULUI VIBER-A.

Cu ajutorul vibrometrului este posibilă echilibrarea dinamică într-un singur plan a rotorilor. În general, rotorii trebuie echilibrați în două planuri, pe mașini de echilibrat, în atelierele de reparații. Rotorii care au masa distribuită la un capăt al arborelui (rotorii de pompă, ventilatoare), sau cei care au lungimea mică față de diametru, pot fi echilibrați pe poziție, într-un singur plan, fără demontarea lor, cu condiția să poată fi roțiți la turația nominală și să existe acces pentru montarea pe rotorii a greutăților cerute. În acest scop se parcurg următoarele etape:

- 1 - Asigurați-vă că vibrațiile măsurate pe utilaj nu se manifestă din alte cauze ca: dezaliniere, jocuri în lagăre, slăbiri ale utilajului pe fundație, fundații necorespunzătoare etc.
- 2 - Turația la care se face echilibrarea să fie mai mare de 600 RPM.
- 3 - Fixați traductorul cât mai aproape de lagărul cel mai apropiat de partea mai grea a rotorului, în poziție perpendiculară pe ax.
- 4 - Folosiți o copie a diagramei de echilibrare ce se găsește în ANEXA 2 a acestui manual, pentru a completa datele solicitate.
- 5 - Porniți utilajul și măsurați vibrația inițială a lagărului V0.
- 6 - Pregătiți o masă de probă Mp, suficient de mare pentru a putea detecta, după montarea ei, o creștere sau o scădere a vibrației inițiale (cel puțin cu 20-30%).
- 7 - Marcați pe rotor, la o rază cât mai mare, trei puncte, notate cu 1, 2 și respectiv 3, așezate la 120° față de o referință arbitrară.
- 8 - Cu greutatea Mp fixată la raza stabilită, măsurați vibrațiile obținute prin fixarea greutății Mp în punctele 1, 2 și 3. Treceți valorile obținute în diagrama de echilibrare (V1, V2 și V3).
- 9 - Alegeți o scalare corespunzătoare a axelor 1, 2 și 3, în funcție de valoarea măsurată a vibrației inițiale V0.

EXEMPLU:

Să presupunem că au fost determinate următoarele valori:

$V_0 = 7,2 \text{ mm/s}$

$M_p = 20 \text{ gr}$

$V_1 = 12,6 \text{ mm/s}$

$V_2 = 2,6 \text{ mm/s}$

$V_3 = 10,4 \text{ mm/s}$

Se poate alege scala $1 \text{ mm/s} = 5 \text{ mm}$.

Marcați pe cele trei axe la distanța de $7,2 \times 5 = 36 \text{ mm}$ față de centru, câte un punct.

10 - Alegeți din mulțimea $V_1 \dots V_3$ cele două valori mai mari (în cazul nostru V_1 și V_3). Fixați la un compas distanța $V_1 \times 5 = 63 \text{ mm}$. Cu vârful compasului în punctul 1, duceți un arc de cerc spre axa 2 (axa cu vibrația cea mai mică). Repetați procedura pentru V_3 încercând să intersectați cele două arce de cerc.

11 - Punctul obținut la intersecția arcelor de cerc se marchează și se determină valoarea sa până la originea celor trei axe. Valoarea determinată (cu același factor de scalare), se trece în diagrama de echilibrare la rubrica $V_e =$ vibrația de echilibrare ($1,6 \text{ mm/s}$ pentru exemplu).

12 - Cu valoarea cea mai mică a vibrației în compas (V_2 în exemplul nostru) și cu vârful compasului în punctul 2, încercați să intersectați cele două arce de cerc. Dacă cele trei arce de cerc se intersectează aproximativ în același punct, atunci motivul vibrației rotorului este dezechilibrul. Dacă la intersecție se obține o arie, atunci nu dezechilibrul este problema și va trebui să identificați și să îndepărtați cauzele reale ale vibrației (ex. dezalinierea).

13 - Determinați masa de corecție M_c cu formula din tabel și apoi confecționați-o. Determinați unghiul de corecție α_c (138° în cazul nostru), marcați-l pe rotor, apoi fixați masa de corecție la aceeași rază ca și masa de probă.

14 - Măsurați vibrația finală obținută V_f , care trebuie să fie mai mică decât V_0 .

DEZECHILIBRUL ELECTRIC

În cazul motoarelor asincrone, o posibilă sursă de vibrație poate fi dezechilibrul electric, datorat neuniformității câmpului magnetic al motorului sau montării excentrice a rotorului față de stator.

Pentru depistarea unui astfel de defect, se va proceda în felul următor:

- Se măsoară motorul în gol. Dacă valoarea vibrației măsurate nu este constantă și variază periodic, atunci este posibilă existența unui dezechilibru electric.

- Pentru a se putea da cu certitudine acest diagnostic, în timpul măsurării motorului electric în gol se va întrerupe alimentarea acestuia. Dacă există un dezechilibru electric, în momentul întreruperii alimentării, câmpul magnetic va dispărea și vibrația va scădea brusc, cu o valoare ce reprezintă de fapt amplitudinea dezechilibrului electric. Dacă după întreruperea alimentării amplitudinea descrește lent, proporțional cu micșorarea turației, atunci dezechilibrul electric este exclus.

Acest defect se manifestă la frecvența rețelei ($50 \text{ Hz} = 3000 \text{ CPM}$). La un motor de 3000 RPM , datorită "alunecării" turația nominală este cu câteva zeci de RPM mai mică. Dezechilibrul datorat maselor neuniform distribuite indiferent cât este de mic, se manifestă la turația nominală. Dacă pe un motor se manifestă simultan aceste două tipuri de dezechilibru, având frecvențe apropiate, ele generează fenomenul de **bătaie**, adică o vibrație a cărei amplitudine variază sinusoidal, datorită însumării și descompunerii alternative a celor două vibrații componente (se compun când ajung în aceeași fază și se descompun când ajung în opoziție de fază). Atunci când ambele tipuri de dezechilibru au amplitudini mari, aceste **bătăi** pot fi foarte periculoase. Dezechilibrul clasic se poate elimina prin echilibrarea rotorului pe mașini de echilibrat, iar dezechilibrul electric prin rebobinare sau printr-o centrare perfectă a rotorului față de stator.

SLĂBIREA UTILAJULUI PE FUNDAȚIE

În multe situații, fundația utilajelor dinamice este necorespunzătoare (spartă, fisurată, prost turnată sau proiectată etc.). Din această cauză, vibrațiile măsurate pe utilajele respective au valori mari în special pe direcție verticală. În general când un utilaj are o fundație corespunzătoare, amplitudinea vibrațiilor pe direcție verticală măsurată pe bandă largă este aproximativ 75% din cea pe direcție orizontală. În momentul când valoarea pe verticală este mai mare decât cea pe orizontală se impune verificarea atentă a fundației și a strângerii utilajului pe placa de bază. Verificarea strângerii pe fundație sau a rigidității acesteia, se face punând traductorul pe talpa utilajului și apoi pe capul șurubului de prindere pe fundație de la talpa respectivă, comparându-se valorile citite pe bandă largă. Dacă valoarea măsurată pe șurub este mai mică decât cea de pe talpă, înseamnă că șurubul este nestrâns. Dacă ambele valori sunt mari (în mod normal valoarea măsurată pe tălpile utilajului trebuie să fie de 10 ori mai mică decât cea măsurată în punctul de măsură corespunzător pe direcție verticală), atunci înseamnă că șurubul este slăbit în fundație sau rupt. Se vor verifica atent toate punctele de prindere a utilajului pe fundație, comparându-se valorile între ele, pentru a se localiza defectul, împreună cu o verificare vizuală atentă a fundației, batiului și a picioarelor de susținere a utilajului.

ANEXA 1 - SR ISO 2372

Domenii ale severității vibrațiilor și exemple ale aplicațiilor acestora la mașini mici (clasa I), mașini de mărime medie (clasa II), mașini mari (clasa III) și turbomașini (clasa IV)

Domenii ale severității vibrațiilor		Exemple ale aprecierii calității pentru fiecare clasă de mașini ^{N1)}			
Domeniu	Limitele domeniului v_{rms} (mm/s)	Clasa I	Clasa II	Clasa III	Clasa IV
0,28	0,28	A	A	A	A
0,45					
0,71	0,71	B	B	B	B
1,12					
1,8	1,8	C	C	C	C
2,8					
4,5	4,5	D	D	D	D
7,1					
11,2	11,2	D	D	D	D
18					
28	28	D	D	D	D
45					
71	45	D	D	D	D

N1) În tabelul 2, semnificațiile notațiilor sunt următoarele:

A – bine; B – satisfăcător; C – nesatisfăcător; D – inacceptabil, conform ISO 3945.

Clasa I: Părți componente ale motoarelor și mașinilor, integral conectate cu mașina în condiții normale de lucru (un exemplu tipic sunt motoare electrice de serie cu puteri până la 15 KW).

Clasa II: Mașini de dimensiuni medii (de ex. motoare electrice cu puteri de 15-75 KW) fără fundații speciale, mașini și motoare rigid montate (până la 300 KW) pe fundații speciale.

Clasa III: Mașini de forță și alte mașini de dimensiuni mari, cu părți în mișcare de rotație, montate pe fundații rigide și grele și care sunt relativ rigide în direcția măsurării vibrației.

Clasa IV: Mașini de forță și alte mașini de dimensiuni mari, cu părți în mișcare de rotație, dar montate pe fundații ce sunt relativ elastice în direcția măsurării vibrației (de ex turbogeneratoare, în special cele cu subansamble ușoare).

DIAGRAMA DE ECHILIBRARE		VIBER-
Utilaj:		Instalatia:
Masa de proba $M_p =$	gr.	
$V_0 =$	mm/sec.	
$V_1 =$	mm/sec.	
$V_2 =$	mm/sec.	
$V_3 =$	mm/sec.	
Vibratia de echilibrare: $V_e =$ mm/sec.		
Masa de corectie: $M_c = (V_0 \times M_p) / V_e$ $M_c =$ gr.		
Unghiul de corectie = grade		
Vibratia finala $V_f =$ mm/sec.		
Data		Semnatura

