

ASPECTE PRIVIND CALCULUL IZOLĂRII ANTIVIBRATORII, CU ELEMENTE ELASTICE DIN CAUCIUC, A ECHIPAMENTELOR DINAMICE

ASPECTS REGARDING THE CALCULATION OF THE ANTIVIBRATION ISOLATION OF THE DYNAMIC EQUIPMENT WITH RUBBER ELEMENTS

Student SIMA T. Ioan Andrei, Student SIMA T. Nicolae Vlad

Departamentul Echipamente pentru Procese Industriale
Facultatea Inginerie Mecanică și Mecatronică
Universitatea POLITEHNICA din București, Romania

Rezumat: În lucrare se prezintă o modalitate de calcul a izolării antivibratorii a echipamentelor dinamice, utilizând elemente elastice din cauciuc. Pentru înlesnirea aplicării practice a acestei metode se prezintă un exemplu de calcul concret.

Cuvinte cheie: izolare antivibratorie, elemente elastice din cauciuc, echipamente dinamic.

Abstract: This paper present a calculating method of the antivibrating isolation of the dynamic equipments by using rubber elements. In order to facilitate practical application of this method is presented an calculation example.

Keywords: antivibrating isolation, rubber elements, dynamic equipments.

1. INTRODUCERE

Echipamentele industriale (statice și dinamice (mașini)) se amplasează, pentru buna lor funcționare, pe fundații de construcție corespunzătoare. În timpul funcționării, echipamentele dinamice (îndosebi cele care au în componența lor mase neechilibrate în mișcare de rotație) vibrează, transmițând fundației forțe dinamice. Pentru reducerea forțelor dinamice pe care mașina le transmite fundației pe care este amplasată se procedează la izolarea vibrațiilor, prin amplasarea între mașină și fundație a unor elemente izolatoare de vibrații: arcuri metalice, elemente elastice din cauciuc (covoare, plăci, baloane, elemente de diferite forme (masive sau cave) etc.) etc.

În figura 1 este prezentat modelul dinamic al unui mașini care vibrează, rezmată pe fundație prin intermediul unor elemente vâsco-elastice

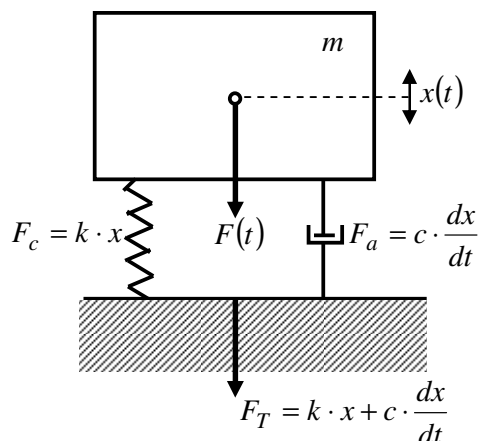


Fig. 1. Modelul dinamic al unui sistem vibrator.

2. TRANSMISIBILITATEA VIBRAȚIILOR

Transmisibilitatea vibrațiilor se definește ca fiind raportul dintre forța F_T transmisă de către echipamentul dinamic fundației pe care este instalată și amplitudinea F_0 a forței perturbatoare produsă acesta (de sursa de vibrații) (v. fig. 1):

$$T = \frac{F_T}{F_0} = \frac{kx + c\dot{x}}{F_0} = A_0 \cdot \sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} =$$

$$= \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}} \quad (1)$$

în care k – rigiditatea (constanta elastică) sistemului de rezemare; c – coeficientul de amortizare vâscoasă; x – deplasarea; \dot{x} – viteza mișcării vibratorice; p – pulsația proprie a sistemului elastic; ω – pulsația forței perturbatoare; $n/p = c/c_{cr} = \zeta$ – factorul de amortizare (fracțiunea de amortizare critică) ($c_{cr} = 2 \cdot m \cdot p = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$ – coeficient de amortizare critic; m – masa sistemului vibrator (v. fig. 1)); A_0 – factorul de amplificare.

Analizând relația (1) se ajunge la concluzia că o izolație antivibratoare care are un coeficient de amortizare mare conduce la creșterea încărcărilor dinamice transmise fundației, lucru care nu este de dorit. De aceea, în unele situații, pentru izolarea vibrațiilor se preferă arcurile elicoidale metalice care asigură o izolare mai eficientă decât elementele elastice din cauciuc, care au o valoare mare a coeficientului de amortizare.

În lipsa amortizării ($c = 0$) (această situație apare atunci când izolația antivibratoare este realizată din arcuri elicoidale din oțel, care au o amortizare de valoare neglijabilă), relația (1) capătă forma:

$$T = \frac{F_T}{F_0} = \frac{kx}{F_0} = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \right|}. \quad (2)$$

Din relația (2) se observă transmisibilitatea dibrățiilor de la mașină la fundație este redusă ($T < 1$) dacă $\omega/p > \sqrt{2}$ (funcționare în regim de post-rezonanță).

În majoritatea cazurilor practice se consideră suficientă o reducere de 20 de ori a încărcărilor dinamice transmise fundației, adică dacă transmisibilitatea are valoarea $T = 1/20 = 0,05$. Pentru această valoare, din relația (2) rezultă $\omega/p = 4,4$. O izolație antivibratoare eficientă se asigură atunci când $\omega/p \geq 5$ [1, 4].

Gradul de izolare a vibrațiilor se exprimă prin relația:

$$I = (1 - T) \cdot 100 \%$$

2. CARACTERISTICILE MECANICE ALE CAUCIUCULUI

Pentru realizarea calculelor de rezistență (dimensionare și verificare) ale elementelor elastice sau a calculelor pentru adoptarea acestora este necesar să se cunoască caracteristicile mecanice ale cauciucului din care vor fi executate: modulele de elasticitate longitudinal și transversal, în regim de solicitare static și dinamic; rezistențele admisibile la compresiune și forfecare și deformațiile specifice admisibile corespunzătoare diferitelor regimuri de solicitare.

a. Modulul de elasticitate. Modulul de elasticitate longitudinal depinde de tipul solicitării (statică sau dinamică), duritatea cauciucului (exprimată în grade de duritate Shore, pe scara A) și coeficientul de formă (raportul dintre aria de încărcare la compresiune și aria liberă laterală) al elementului elastic, valorile acestuia fiind prezentate în tabelul 1 [2].

Tabelul 1. Valori ale modulului de elasticitate longitudinal, pentru solicitarea statică.

Coeficientul de formă Φ	Duritatea cauciucului, $^{\circ}\text{Sh A}$								
	30	40	45	50	55	60	65	70	75
	Modulul de elasticitate longitudinal E_{st} , MN/m ²								
0,25	1,0	1,6	2,0	2,6	3,6	4,2	5,4	7,0	8,2
0,50	1,4	2,3	3,1	3,6	4,3	5,4	7,0	8,2	10,4
0,75	2,0	3,6	4,4	5,3	6,3	8,1	10,0	13,8	15,0
1,00	3,0	4,5	5,8	7,3	8,2	11,0	13,8	14,7	19,8

b. Modulul de elasticitate transversal depinde numai de duritatea cauciucului, valorile acestuia fiind prezentate în tabelul 2 [2].

Tabelul 2. Valori ale modulului de elasticitate transversal, pentru solicitarea statică.

Duritatea cauciucului, $^{\circ}\text{Sh A}$	30	40	45	50	55	60	65	70	75
Modulul de elasticitate transversal G_{st} , MN/m ²	0,32	0,46	0,54	0,65	0,80	0,94	1,16	1,60	2,10

Aspecte privind calculul izolării antivibratorii, cu elemente elastice din cauciuc, a echipamentelor dinamice

Rezistența admisibilă, în cazul cauciucului, reprezintă valoarea tensiunii la depășirea căreia apar amorse de rupere fie în interiorul elementului elastic fie la suprafața acestuia, durabilitatea (durata de serviciu) lui reducându-se mult.

Rezistențele admisibile ale cauciucului sunt determinate experimental, în regim dinamic. Valorile rezistenței admisibile la compresiune, în funcție de tipul și regimul solicitării, coeficientul de formă al elementului elastic și duritatea cauciucului sunt prezentate în tabelul 3 [2].

Tabelul 3. Valori ale rezistenței admisibile la compresiune.

Nr. crt.	Caracterul solicitării	Coeficientul de formă Φ	Duritatea cauciucului, $^{\circ}\text{Sh A}$						
			30	40	45	50	60	65	70
			Rezistența admisibilă la compresiune σ_a , MN/m ²						
1	Statică	0,25	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,3
		0,50	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,3	1,5
		0,75	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	1,6	1,8
		1,00	1,1	1,2	1,3	1,5	1,8	2,0	2,2
2	Dinamică, cu șocuri de scurtă durată	0,25	0,4	0,5	0,55	0,6	0,8	1,0	1,1
		0,50	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,1	1,2
		0,75	0,7	0,8	1,0	1,0	1,3	1,4	1,6
		1,00	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	1,6	1,8
3	Dinamică, de lungă durată	0,25	0,2	0,25	0,27	0,45	0,6	0,7	0,75
		0,50	0,4	0,45	0,53	0,6	0,75	0,8	0,95
		0,75	0,55	0,6	0,65	0,75	0,9	1,0	1,1
		1,00	0,72	0,75	1,0	1,2	1,25	1,45	1,5

Valorile rezistenței admisibile la forfecare (lunecare), în funcție de tipul și regimul solicitării și de duritatea cauciucului, sunt prezentate în tabelul 4 [2].

Tabelul 4. Valori ale rezistenței admisibile la forfecare.

Nr. crt.	Caracterul solicitării	Duritatea cauciucului, $^{\circ}\text{Sh A}$						
		30	40	45	50	60	65	70
		Rezistența admisibilă la forfecare τ_a , MN/m ²						
1	Statică	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,53
2	Dinamică, cu șocuri de scurtă durată	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5
3	Dinamică, de lungă durată	0,1	0,12	0,17	0,2	0,23	0,3	0,35

c. Deformații specifice admisibile. În tabelul 5 [2] sunt prezentate, în funcție de solicitare, de regimul acesteia în timp și de duritatea cauciucului, valorile admisibile ale deformațiilor specifice.

Tabelul 5. Valori ale deformațiilor specifice admisibile.

Nr. crt.	Solicitarea	Caracterul solicitării	Duritatea cauciucului, ⁰ Sh A						
			30	40	45	50	60	65	70
			Deformația specifică admisibilă ε , %						
1	Forfecare	Statică	65	60	56	50	45	40	35
		Dinamică, cu șocuri de scurtă durată	45	43	40	38	30	25	20
		Dinamică, de lungă durată	20	17	15	13	12	11	10
2	Compresiune	Statică	15...20						
		Dinamică, cu șocuri de scurtă durată	10...15						
		Dinamică, de lungă durată	5...10						

d. Coeficientul de multiplicare dinamic. Deoarece, așa cum se constată experimental, răspunsul cauciucului la solicitarea în regim dinamic diferă față de cel la solicitarea în regim static, modulele de elasticitate au valori diferite, specifice acestor regimuri de solicitare. Valorile modulelor de elasticitate longitudinal și transversal corespunzătoare regimului dinamic se determină multiplicând, cu un coeficient dinamic, valorile corespunzătoare regimului static (v. tabelele 1 și 2). În tabelul 6 [2] sunt prezentate, în funcție de duritatea cauciucului, valorile coeficientului de multiplicare dinamic $\varphi_d = E_{din}/E_{st} = G_{din}/G_{st}$.

Tabelul 6. Valori ale coeficientului de multiplicare dinamic $\varphi_d = E_{din}/E_{st} = G_{din}/G_{st}$.

Duritatea cauciucului, ⁰ Sh A	30	40	45	50	55	60	65	70	75
φ_d	1,00	1,05	1,15	1,25	1,35	1,50	1,75	2,00	2,50

În timpul funcționării o parte din energia sistemului elastic se pierde, prin frecare internă, transformându-se în căldură, care se acumulează în masa de cauciuc a elementului elastic. Valorile factorului de pierdere internă a energiei δ , în funcție de duritatea cauciucului, pentru un element elastic cu masa de 2 kg și coeficientul de formă $\Phi = 0,75$, sunt prezentate în tabelul 7 [2]. Pentru alte elemente elastice, cu alte valori ale masei de cauciuc și alte caracteristici geometrice, este necesară determinarea experimentală a factorului de pierdere internă a energiei, δ .

Tabelul 7. Valori ale factorului de pierdere internă a energiei δ .

Duritatea cauciucului, ⁰ ShA	30	40	45	50	60	65	70	75
δ	0,020	0,035	0,045	0,095	0,150	0,200	0,300	0,400

Elementele antivibratile din cauciuc au diferite forme constructive, în funcție de destinația și rolul lor funcțional. De regulă, sunt prevăzute, pentru prinderea lor, cu armături metalice fixate prin vulcanizare.

Pentru calcul se utilizează relațiile cunoscute pentru solicitările simple, în care intervin anumiți coeficienți de corecție care țin seama de proprietățile cauciucului și de legătura dintre cauciuc și armătura metalică.

3. CALCULUL ELEMENTELOR ELASTICE DIN CAUCIUC DE FORMĂ CILINDRICĂ, MASIVE

Calculul elementelor elastice din cauciuc se realizează în ipoteza, confirmată experimental, că deformațiile acestora fiind mici, relația dintre tensiuni și deformații este liniară. Pentru calculele de dimensionare și de verificare ale elementelor antivibratorii din cauciuc se utilizează relațiile solicitărilor simple de compresiune și de forfecare utilizate în Rezistența materialelor pentru materialele metalice, adaptate corespunzător ținând seama de particularitățile cauciucului.

Un element elastic din cauciuc de formă cilindrică, cu secțiunea transversală plină (fig. 2) se caracterizează prin: diametrul d , înălțimea h_0 și coeficientului de formă [2, 4]:

$$\Phi = \frac{S}{S_l} = \frac{\pi \cdot d^2 / 4}{\pi \cdot d \cdot h_0} = \frac{d}{4 \cdot h_0}$$

unde S este aria secțiunii transversale a elementului; S_l - aria laterală a acestuia.

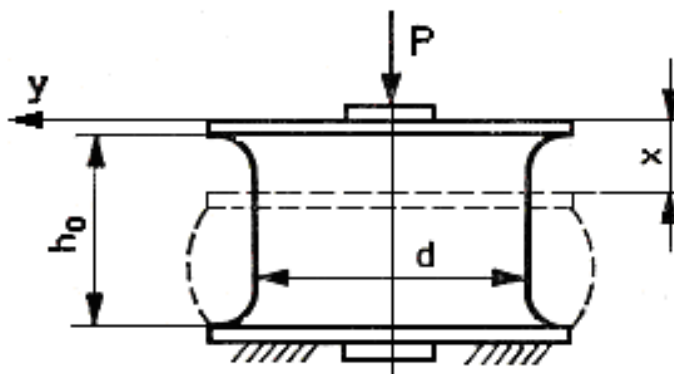


Fig. 2. Element cilindric masiv solicitat la compresiune centrică.

Pentru calculele de dimensionare și de verificare ale elementului antivibratorii solicitat la compresiune se utilizează următoarele relații [1-7]:

- Dimensionarea elementului antivibratorii cilindric se face cu relațiile:

$$d = \frac{P}{\pi \cdot x_{\max} \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3}\Phi + 2 \cdot \Phi^3\right)^2} = \frac{k_x^{st}}{\pi \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3}\Phi + 2 \cdot \Phi^3\right)^2}; \quad (3)$$

$$h_0 = \frac{d}{4 \cdot \Phi}, \quad (4)$$

unde d este diametrul elementului; h_0 - înălțimea acestuia; P - forța axială care solicită elementul antivibratorii la compresiune; k_x^{st} - constanta elastică ale elementului antivibratorii după direcția axială, în regim static; E_{st} - modulul de elasticitate longitudinal al cauciucului, la solicitarea statică (tabelul 1); Φ - coeficientul de formă al elementului antivibratorii ($\Phi = 0,25 \dots 1,0$).

După determinarea dimensiunilor elementului antivibratorii, cunoscând valorile modulului de elasticitate static și dinamic, se fac verificările acestuia la rezistență admisibilă și la deformație admisibilă.

- Verificarea la rezistență a elementului din cauciuc se face cu relațiile:

- pentru solicitarea în regim static :

$$\sigma^{st} = \frac{P^{st}}{S} = \frac{4 \cdot x_{\max} \cdot E_{st}}{d} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right) \leq \sigma_a^{st}; \quad (5)$$

- pentru solicitarea în regim dinamic:

$$\sigma^{din} = \frac{P^{din}}{S} = \frac{4 \cdot x_{\max} \cdot \varphi_d \cdot E_{st}}{d} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right) \leq \sigma_a^{din} \quad (6)$$

unde x_{\max} este deformația maximă la compresiune a elementului antivibratil; σ_a^{st} , σ_a^{din} - tensiunea de compresiune admisibilă în regim static, respectiv în regim dinamic (tabelul 3);

- Verificarea la deformabilitate a elementului din cauciuc se face cu relațiile:

- pentru solicitarea în regim static :

$$x^{st} = \frac{P^{st}}{k_x^{st}} = \frac{P^{st}}{\pi \cdot d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)} \leq \varepsilon_a^{st} \cdot h_0; \quad (7)$$

- pentru solicitarea în regim dinamic:

$$x^{din} = \frac{P^{din}}{k_x^{din}} = \frac{P^{din}}{\pi \cdot d \cdot \varphi_d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)} \leq \varepsilon_a^{din} \cdot h_0. \quad (8)$$

unde P^{st} , P^{din} sunt forțele de compresiune care solicită elementul antivibratil în regim static, respectiv în regim dinamic; k_x^{st} , k_x^{din} - constantele elastice ale elementului antivibratil după direcția axială, în regim static, respectiv dinamic; ε_a^{st} , ε_a^{din} - deformațiile specifice la compresiune în regim de soliciatate static, respectiv dinamic (tabelul 3); $\varphi_d = E_{din}/E_{st}$ - coeficientul de multiplicare dinamic (tabelul 6).

- Forța capabilă pe care o poate prelua elementul antivibratil atunci când se cunoaște forma acestuia (d , Φ), cauciucul din care este realizat (E_{st}) și deformația axială maximă (x_{\max}) se determină cu relațiile:

- pentru solicitarea în regim static :

$$P_{cap}^{st} = \pi \cdot d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right) \cdot x_{\max}^{st}; \quad (9)$$

- pentru solicitarea în regim dinamic ($\varphi_d = E_{din}/E_{st}$ - coeficientul de multiplicare dinamic):

$$P_{cap}^{din} = \pi \cdot d \cdot \varphi_d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right) \cdot x_{\max}^{din}. \quad (10)$$

- Coeficientul de rigiditate axial al elementului din cauciuc se determină cu relațiile:

- pentru solicitarea în regim static :

$$k_x^{st} = \frac{P^{st}}{x^{st}} = \pi \cdot d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right); \quad (11)$$

- pentru solicitarea în regim dinamic ($\varphi_d = E_{din}/E_{st}$ - coeficientul de multiplicare dinamic):

$$k_x^{din} = \frac{P^{din}}{x^{din}} = \pi \cdot d \cdot \varphi_d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right). \quad (12)$$

Aspecte privind calculul izolării antivibratorii, cu elemente elastice din cauciuc, a echipamentelor dinamice

Pentru calculele de dimensionare și de verificare ale elementului antivibratorii solicitat la forfecare (lunecare transversală) se utilizează următoarele relații [1-7]:

- Dimensionarea la forfecare se face cu relația:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{F}{\tau_a}$$

din care rezultă:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \tau_a}} \quad (13)$$

unde F este forța transversală; τ_a – tensiunea admisibilă de forfecare.

Înălțimea h_0 se determină cu relația (4) după ce se adoptă valoarea coeficientului de formă $\Phi = 0,25 \dots 1,0$.

- Verificarea la rezistență se efectuează cu relația:

$$\tau_{st} = \frac{F}{S} = G_{st} \cdot \frac{y_{max}}{h_0} \leq \tau_a^{st}, \quad (14)$$

în care τ_{st} este tensiunea de forfecare efectivă în regim static; τ_a^{st} - tensiunea de forfecare admisibilă în regim static (tabelul 4); G_{st} - modulul de elasticitate transversal, la solicitarea statică; y_{max} – deformația (lunecarea transversală) maximă.

- Verificarea la deformații se realizează cu relația:

$$tg \gamma = \frac{y_{max}}{h_0} \leq (tg \gamma)_a, \quad (15)$$

în care $tg \gamma = \epsilon_f$ este deformația specifică efectivă la forfecare (lunecare); $(tg \gamma)_a = \epsilon_{fa}$ - deformația specifică admisibilă la forfecare (tabelul 5).

- Utilizând relația (14) se obține o altă relație de dimensionare :

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{k_y \cdot h_0}{\pi \cdot G_{st}}}$$

în care:

$$h_0 = \frac{y_{max}}{(tg \gamma)_a} \quad (16)$$

Pentru calculul în regim dinamic, în relațiile prezentate anterior va interveni coeficientul de multiplicare dinamică φ_d .

- Forța transversală capabilă pe care o poate prelua elementul este determinată de relațiile:

- în regim de solicitare static:

$$F_{cap}^{st} = G_{st} \cdot S \cdot \frac{y_{max}}{h_0}, \quad (17)$$

- în regim de solicitare dinamic:

$$F_{cap}^{din} = \varphi_d \cdot G_{st} \cdot S \cdot \frac{y_{max}}{h_0} \quad (18)$$

4. EXEMPLU DE CALCUL

Pentru exemplificare de calculează rezemarea elastică a tamburului unei moari vibratoare cu bile, cu următoarele caracteristici:

- capacitatea tamburului: $V = 0,2 \text{ m}^3$;
- masa totală a părții vibratoare (tamburul (inclusiv încărcătura de măcinare) și generatorul de vibrații): $m = 1200 \text{ kg}$;
- momentul static al maselor excentrice ale generatorului inerțial de vibrații: $m_0 \cdot r_0 = 3,35 \text{ kg} \cdot \text{m}$;
- turația motorului de antrenare a generatorului de vibrații: $n = 1500 \text{ rot/min}$.

Pentru rezemarea tamburului morii se utilizează elemente elastice din cauciuc de formă cilindrică, cu secțiune transversală plină, plasate în două șiruri de o parte și de alta a tamburului.

Calcululele se desfășoară în următoarea succesiune:

- Pulsația forței perturbatoare:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 159 \text{ s}^{-1}.$$

- Se adoptă, pentru moara vibratoare, regim de funcționare în postrezonanță: $k_\omega = \omega/p = 5$.
- Pulsația proprie a sistemului, după direcția verticală:

$$p = \frac{\omega}{k_\omega} = \frac{157}{5} = 31,4 \text{ s}^{-1}.$$

- Constanta elastică a sistemului elastic de rezemare, după direcția verticală:

$$k_y = p_y^2 \cdot m = 31,4^2 \cdot 1200 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ N/m}.$$

- Se adoptă numărul elementelor elastice de cauciuc, montate în paralel: $s = 8 \text{ bucăți}$.
- Rigiditatea unui singur element de cauciuc, solicitat la compresiune:

$$k_{x1} = \frac{k_x}{s} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{8} = 1,5 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}}.$$

- Elemente elastice se realizează din cauciuc cu duritatea de 45^0 Sh A .

- Se adoptă, pentru coeficientul de formă al elementului de cauciuc, valoarea: $\Phi = 0,25$.

- Din tabelul 1 rezultă modulul de elasticitate static al cauciucului: $E_{st} = 2,0 \text{ MN/m}^2$.

- Se determină diametrul elementului din cauciuc, de formă cilindrică cu secțiunea transversală plină (relația (3)):

$$d = \frac{k_{x1}}{\pi \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)^2} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{\pi \cdot 2,0 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,25^3 \right)^2} = 0,12 \text{ m} = 120 \text{ mm}.$$

- Se determină înălțimea elementului:

$$h_0 = \frac{d}{4 \cdot \Phi} = \frac{0,12}{4 \cdot 0,25} = 0,12 \text{ m} = 120 \text{ mm}.$$

- Se verifică rezistența la compresiune a elementului de cauciuc:

$$\sigma = \frac{m \cdot g}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1}{s} = \frac{1200 \cdot 9,81}{\pi \cdot 0,12^2} \cdot \frac{1}{8} = 0,13 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,13 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}.$$

Aspecte privind calculul izolării antivibratorii, cu elemente elastice din cauciuc, a echipamentelor dinamice

- Pentru regim dinamic de lungă durată rezultă din tabelul 3:

$$\sigma_a^{din} = 0,27 \text{ MN/m}^2$$

- Condiția de rezistență la compresiune a elementului este verificată:

$$\sigma = 0,13 \text{ MN/m}^2 < \sigma_a^{din} = 0,27 \text{ MN/m}^2 .$$

- Se verifică elementul de cauciuc la deformația maximă (relația (8)):

$$x_{din} = \frac{P_1}{\pi \cdot d \cdot \varphi_d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)} \leq \varepsilon_a^{din} \cdot h_0$$

unde:

$$P_1 = \frac{m \cdot g}{s} = \frac{1200 \cdot 9,81}{8} \approx 1471,5 \text{ N} ,$$

- Coeficientul de amplificare dinamică are valoarea $\varphi_d = 1,15$ (din tabelul 6, pentru duritatea cauciucului de 45⁰Sh A), iar deformația specifică admisibilă, valoarea (tabelul 5): $\varepsilon_a = 10\% = 0,10$.

- Rezultă:

$$x_{din} = \frac{1471,5}{\pi \cdot 0,12 \cdot 1,15 \cdot 2,0 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{2}{3} 0,25 + 2 \cdot 0,25^3 \right)} = 8,57 \cdot 10^{-3} < 0,10 \cdot 0,12 = 12 \cdot 10^{-3}$$

- Condiția de verificare la deformația maximă a elementului de cauciuc este îndeplinită.

- Se verifică elementul de cauciuc la solicitarea de forfecare:

- Se adoptă valoarea $G_{st} = 0,54 \text{ MN/m}^2$ (tabelul 2, pentru duritatea cauciucului de 45⁰Sh A).

- Se adoptă $(tg \gamma)_a = \varepsilon_{fa} = 0,15$ (tabelul 5, pentru solicitarea dinamică de lungă durată și duritatea cauciucului 45⁰Sh A).

- Se calculează aria secțiunii transversale a elementului:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,12^2}{4} = 0,011 \text{ m}^2 ;$$

- Se calculează deformația transversală maximă:

$$y_{max} = h_0 \cdot (tg \gamma)_a = 0,12 \cdot 0,15 = 0,018 \text{ m} ;$$

- Se adoptă: $\varphi_d = 1,15$ (tabelul 6, pentru duritatea cauciucului 45⁰Sh A).

- Se adoptă: $\tau_a^{din} = 0,17 \text{ MN/m}^2$ (tabelul 4, pentru solicitarea dinamică de lungă durată și duritatea cauciucului de 45⁰Sh A).

- Se calculează forța capabilă în regim dinamic:

$$F_{cap}^{din} = \varphi_d \cdot G_{st} \cdot S \cdot \frac{y_{max}}{h_0} = 1,15 \cdot 0,54 \cdot 10^6 \cdot 0,011 \cdot \frac{0,012}{0,12} = 683 \text{ N} ;$$

- Se verifică la rezistență:

$$\tau_{ef} = \frac{F_{cap}^{din}}{S} = \frac{683}{0,011} = 62090 \text{ N/m}^2 \leq \tau_a^{din}$$

- Condiția de rezistență la forfecare este verificată, deoarece:

$$\tau_{ef} = 0,062 \cdot \text{MN/m}^2 < \tau_a^{din} = 0,17 \text{ MN/m}^2 .$$

- Transmisibilitatea se determină cu relația:

$$T = \frac{\sqrt{1 + \delta^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + \delta^2}} = \frac{\sqrt{1 + 0,045^2}}{\sqrt{[1 - 5^2]^2 + 0,045^2}} = 0,0417$$

în care factorul de pierderi interne are valoarea $\delta = 0,045$ (tabelul 7, pentru cauciuc cu duritatea de $45^0 Sh A$).

- Gradul de izolare al vibrațiilor:

$$I = (1 - T) \cdot 100 = (1 - 0,0417) \cdot 100 = 95,83\% .$$

- Forța dinamică transmisă fundației:

$$F_T = F_0 \cdot T = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot T = 3,35 \cdot 157^2 \cdot 0,0417 = 3443 \text{ N} .$$

5. CONCLUZII

Elementele elastice din cauciuc, sub diferite construcții, sunt foarte utilizate atât în construcția diferitelor mașini cu acțiune vibrantă (ciururi, mori, amestecătoare, compactoare etc.) cât și în izolarea antivibratorie a echipamentelor dinamice.

Calculul elementelor elastice din cauciuc se realizează în ipoteza, confirmată experimental, că deformațiile acestora fiind mici, relația dintre tensiuni și deformații este liniară. De aceea, pentru calculele de dimensiune și de verificare ale acestor elemente se utilizează relațiile solicitărilor simple folosite de disciplina *Rezistența materialelor* pentru materialele metalice, adaptate corespunzător în funcție de particularitățile caucicului.

Elementele antivibratiele din cauciuc au proprietăți de amortizare mai mari decât ale elementelor elastice metalice (arcuri elicoidale din oțel, de exemplu), de aceea ele transmit fundațiilor forțe dinamice mai mari.

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Ene, C. Pavel, Introducere în tehnica izolării vibrațiilor și a zgomotului, Editura Matrix Rom, București, 2012.
2. P. Bratu, Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje, Editura Tehnică, București, 1990.
3. Gh. Ene, C. Marin, Calculul și construcția mașinilor vibratoare, Editura Printech, București, 2009.
4. Gh. Buzdugan, Izolarea antivibratorie a mașinilor, Editura Academiei, București, 1980.
5. Gh. Ene, Marilena Dănuleț, Proiectarea sistemului de rezemare elastică a transportoarelor vibratoare elicoidale, Romanian Review Precision mechanics, optics & mecatronics, Nr. 39, 2011, ISSN 1548-5982, p. 167-173.
6. Gh. Ene, Marilena Dănuleț, Proiectarea morilor vibratoare rezemate pe elemente elastice din cauciuc, Sinteze de Mecanică teoretică și aplicată, ISSN 2068-6331, vol. 2, nr. 1, 2011, p. 219-236.
7. I. Batog. Proiectarea sistemului elastic de rezemare al elevatoarelor vibratoare, RECENT, Vol. 9, no. 2 (23), July, 2008, p. 7-12.