

PROIECTAREA ȘI VERIFICAREA ARBORELUI DE ANTRENARE A UNEI MAȘINI DE SEPARARE PRIN VIBRARE

Stud. Adrian OLARIU ², Stud. Răzvan OLINGHERU ³,

¹ Universitatea Babeș-Bolyai, Reșița, Romania

REZUMAT. În această lucrare este conturată o procedură de proiectare pentru determinarea dimensiunilor unui arbore ce antrenează o mașină de separare prin vibrație. Această mașină este concepută pentru separarea particulelor în funcție de dimensiunea dorită, iar mișcarea de vibrație se realizează cu ajutorul unui arbore drept excentric, care este prevăzut la cele două capete cu câte o masă, compusă dintr-un semidisc și mai multe plăci adiționale, care în regim dinamic produc dezechilibrul sistemului rotativ.

Cuvinte cheie: arbore drept, proiectare, vibrații.

ABSTRACT. În această lucrare este conturată o procedură de proiectare pentru determinarea dimensiunilor unui arbore ce antrenează o mașină de separare prin vibrație. Aceasta mașină este concepută pentru separarea particulelor în funcție de dimensiune dorită, iar mișcarea de vibrație se realizează cu ajutorul unui arbore drept excentric, care este prevăzut la cele două capete cu câte o masă, compusă dintr-un semidisc și mai multe plăci adiționale, care în regim dinamic produc dezechilibrul sistemului rotativ.

Keywords: straight shaft, design, vibrations.

1. INTRODUCERE

În structura mașinii de separare prin vibrație, prezentată în figura 1, o componentă importantă este arborele, deoarece prin intermediul acestuia se produce mișcarea de vibrație a întregii mașini, necesară pentru sortarea materialelor.



Fig. 1. Mașină de separare prin vibrație

Din punct de vedere constructiv, arborele unei mașini de separare este un arbore drept. Arborii drepi sunt organe de mașini cu axă geometrică rectilinie, care centrează și susțin piese rotative ca: roți de curea, roți dințate, volanți, cuplaje și se sprijină prin intermediul fusurilor în lagărele montate în carcusele agregatelor [1]. Ei sunt solicitați în general la momente de torsiune, dar pot

prelua și momente încovoiere. Arborele drept al mașinii este prevăzut la cele două capete cu câte o masă și este montat în poziție orizontală, sprijinindu-se prin intermediul fusurilor în cei doi rulmenți radiali oscilanți cu role cilindrice, amplasați în pereții laterali ai mașinii de separare, figura 2.

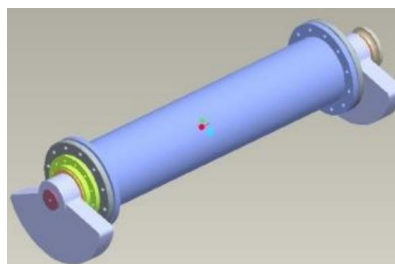


Fig. 2. Sistemul rotativ al mașinii de vibrație [2]

În această lucrare este prezentată procedura de proiectare a unui arbore drept care antrenează o mașină de separare produsă de compania Heiling BV (figura 1) [3] utilizată în industria de reciclare a materialelor cu dimensiunile suprafeței de sortare 2000x5000 mm. Această mașină reprezintă o sită vibrantă cu o greutate de 2,5 tone și este acționată de un motor trifazat. Importanța deosebită a arborelui a necesitat ca la proiectare acestuia să se tina seama de: caracteristicile și solicitările la care este supus, funcționalitate, condițiile impuse și de modul în care este asamblat.

2. PROIECTAREA ARBORELUI MAȘINII DE SEPARARE

Procedura de proiectare constă din următoarele trei etape : predimensionare proiectarea formei geometrice și verificarea prin efectuarea calculului de rezistență. Predimensionarea este etapa în care se calculează diametrul din porțiunea de fixare principală a arborelui, aflată între fusurile sale, prin considerarea doar a solicitării de torsiune [1].

Relația generală de calcul al diametrului d al arborelui în porțiunea de calare principală, în cazul unui arbore drept cu secțiunea plină este, [1, 4, 5]:

$$d \geq 100^3 \sqrt{\frac{160 \cdot P}{\pi \cdot n \cdot \tau_{at}}} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

în care: P este puterea transmisă, n – turația arborelui, τ_{at} – rezistența admisibilă la torsiune a materialului arborelui.

În relația (1), rezistența admisibilă a materialului arborelui pentru solicitarea de torsiune se adoptă cu valori mai reduse, $\tau_{at} = 12 \dots 35$ MPa - pentru arbori fabricați din oțeluri carbon și aliate, [1, 4, 5, 6, 7, 8], iar puterea și turațiile au valorile $P = 15$ kW și $n = 375$ rot/min. [3]. Prin aplicarea relației (1), obținem valoarea 55,708 mm pentru diametrul arborelui mașinii de separare (confectionat din OLC 45), în porțiunea de fixare din apropierea celui mai încărcat lagăr al arborelui și se adoptă la 60 mm.

După determinarea diametrului (d) al arborelui mașinii de separare, calculat cu ajutorul relației (1), se stabilește constructiv forma geometrică a sa, ținând seamă de dimensiunile pieselor alăturate, precum și de o serie de relații orientative [1, 4]:

– lungimea porțiunilor de fixare ale arborelui drept:

$$l_c = (1, 2 \dots 5) \cdot d \quad (2)$$

– lungimea porțiunilor de fixare ale arborelui drept:

– lungimea fusurilor arborelui drept: în cazul lagărelor cu rulmenți

$$l_{fr} = B + (0 \dots 2) \text{ mm} \quad (3)$$

în care: d este diametrul fusului; B – lățimea rulmentului.

Diametrele porțiunilor de calare și ale fusurilor din lagăre cu rostogolire se admit în funcție de dimensiunile standardizate date în STAS 75 - 90).

Lungimile tronsoanelor arborelui se stabilesc în funcție de lățimile pieselor conjugate și distanțele prescrise între acestea, precum de rezultatele calculului îmbinărilor realizate între arbore și piesele respective.

Lungimile și diametrele nominale ale celor două capete cilindrice ale arborelui se adoptă conform prescripțiilor date în STAS 8724-94.

În figura 3 s-a reprezentat arborele drept al mașinii de separare HBV 2000x5000 cu tronsoanele caracteristice, iar în Tabelul 1 sunt indicate valorile diametrelor și lungimile tronsoanelor arborelui pornind de la planul frontal stâng spre cel drept.

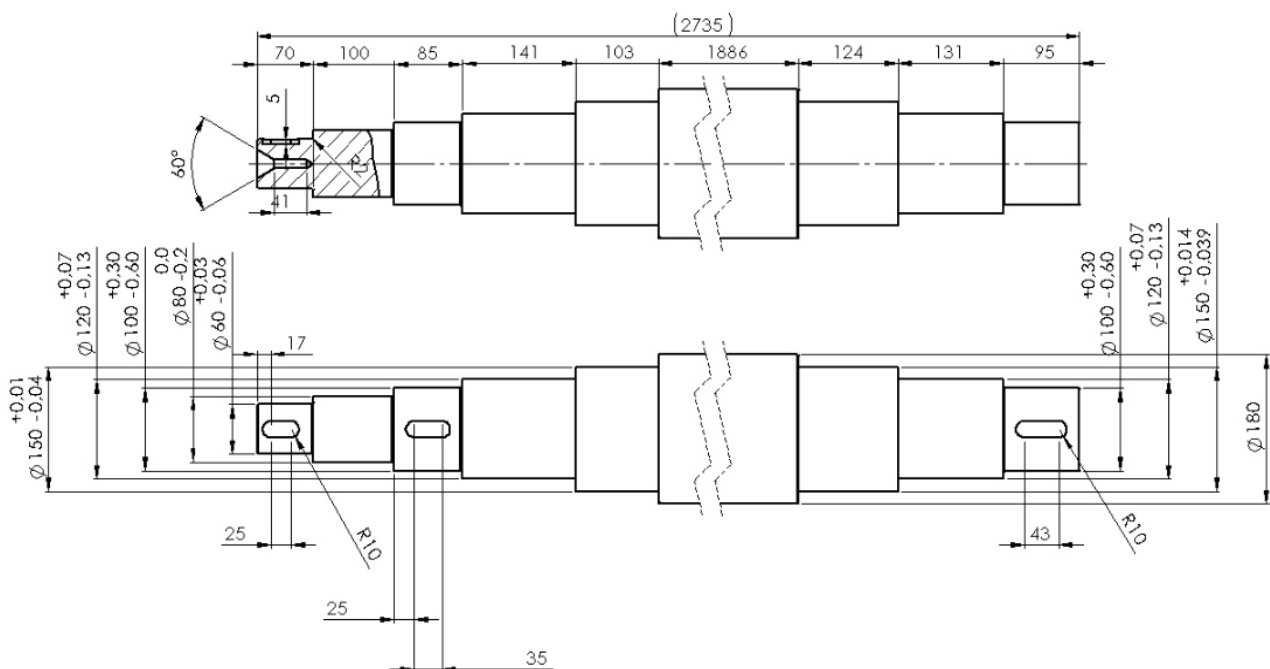


Fig. 3. Forma constructivă a arborelui mașinii de separare.

PROIECTAREA SI VERIFICAREA ARBORELUI DE ANTRENARE A UNEI MAȘINI

Tabelul 1. Valorile diametrelor și lungimilor arborelui

| Nr. tronsonului | Diametrul tronsonului [mm] | Lungimea | Observații |
|-----------------|----------------------------|-----------|---------------------------|
| Tronsonul 1 | $\varphi 1 = 60$ | 11 = 70 | Canal până (45 x 18 x 7) |
| Tronsonul 2 | $\varphi 2 = 80$ | 12 = 100 | |
| Tronsonul 3 | $\varphi 3 = 100$ | 13 = 85 | Canal până (63 x 28 x 14) |
| Tronsonul 4 | $\varphi 4 = 120$ | 14 = 141 | |
| Tronsonul 5 | $\varphi 5 = 150$ | 15 = 103 | Fusul stâng al arborelui |
| Tronsonul 6 | $\varphi 6 = 180$ | 16 = 1886 | |
| Tronsonul 7 | $\varphi 7 = 150$ | 17 = 124 | |
| Tronsonul 8 | $\varphi 8 = 120$ | 18 = 131 | |
| Tronsonul 9 | $\varphi 9 = 100$ | 19 = 95 | Canal până (63 x 28 x 14) |

3. SUBTITLU CALCULUL DE VERIFICARE AL ARBORELUI

Calculul de verificare al arborelui mașinii de separare presupune efectuarea următoarelor calcule:

- de verificare a rezistenței arborelui la suprasarcini și la oboseală;
- de verificare la rigiditate;
- de verificare la vibrații, care nu este prezentat în această lucrare.

Pentru a efectua aceste calcule este necesară schematizarea arborelui ca o grindă rezemată în concordanță cu modul de sprijinire a fusurilor pe lagăre și se încarcă cu sarcinile provocate atât de montarea celor două mase, cât și de roata de curea condusă care transmite momentul de torsiune.

Calculul de verificare la oboseală presupune calculul coeficientului global de siguranță la oboseală în secțiunile periculoase ale arborelui (de obicei cele prevăzute cu canal de pană)[1]:

$$\frac{1}{c^2} = \frac{1}{c_\sigma^2} + \frac{1}{c_\tau^2} \Leftrightarrow c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \geq c_a \quad (4)$$

unde: c_σ și c_τ - sunt coeficienți parțiali de siguranță la oboseală pentru solicitările de încovoiere, respectiv de torsiune;

c_a - coeficientul de siguranță admisibil pentru solicitarea de oboseală.

Coeficientul global de siguranță pentru solicitarea de oboseală, determinat cu relația (5), se compară cu valoarea admisibilă ca a coeficientului de siguranță, care este prescrisă în funcție de precizia de determinare a solicitărilor, modul de determinare a caracteristicilor mecanice ale materialului arborelui și tehnologia de execuție a arborelui, [1, 6].

Calculul de verificare la rigiditate presupune determinarea deformațiilor elastice de încovoiere și de torsiune ale arborelui și compararea acestora cu valorile admisibile impuse.

Calculul deformațiilor la încovoiere se poate efectua determinând săgețile și unghiurile de înclinare a arborelui în dreptul reazemelor [5].

- pentru solicitarea de încovoiere se calculează săgeata f la încovoiere a arborelui, precum și unghiul de rotire α în reazeme:

$$f = \frac{P}{EI} \cdot \frac{a}{3l} \cdot \frac{(b^2 + 2ab)^{3/2}}{3} \leq f_a \quad (5)$$

$$\alpha_1 = \frac{P}{EI} \cdot \frac{ab(a+2b)}{6l} \leq \alpha_a \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \frac{P}{EI} \cdot \frac{ab(b+2a)}{6l} \leq \alpha_a \quad (7)$$

- pentru solicitarea de torsiune se calculează unghiul de deformație θ la torsiune a arborelui:

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \theta \leq \theta_a \quad (8)$$

în care: M_t – este momentul de torsiune la care este supus arbore;

l – lungimea arborelui între reazeme;

G – modulul de elasticitate transversal al materialului arborelui;

I_p – momentul de inerție polar.

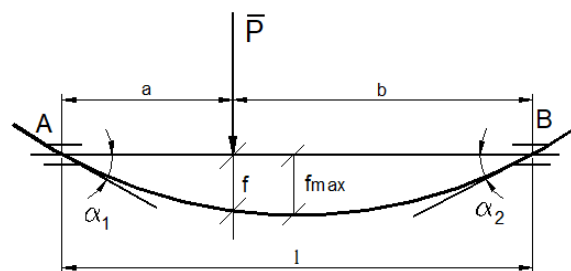


Fig. 4. Calculul deformațiilor la încovoiere

Se recomandă următoarele valori admisibile pentru aceste deformații elastice [1]: $f_a = (2...3) \cdot 10^{-4} \cdot l$ [mm], $\alpha_a = 10^{-3}$ [rad] și $\theta = (0,05...0,25)$ [rad/m].

În Tabelul 2 se prezintă algoritmul de proiectare preșcris în referința bibliografică [1].

În Tabelul 3 se prezintă rezultatele calculului de verificare la oboseală determinat în secțiunile de trecere de la un diametru al arborelui la altul.

În Tabelul 3 sunt date valorile coeficienților adoptați și utilizați la efectuarea calculului de verificare la oboseală al arborelui drept de la mașina de separare, pentru fiecare secțiune de trecere la alt diametru.

CERCETARE ȘI INOVARE ÎN INGINERIE MECANICĂ

Tabelul 2. Verificarea rezistenței arborelui [1]

| Nr. crt. | Denumirea mărimii | Simbol și U.M. | Relații de calcul. Recomandări |
|---|--|---|---|
| 1. | Caracteristici de rezistență la solicitări statice | $\sigma_r, \sigma_0, \sigma_{-1}, \sigma_0, \sigma_{-1}, \sigma_0$ [MPa] | $\sigma_r = 700; \sigma_0 = 350; \sigma_{-1} = 280.$ $\sigma_0 = 525; \tau_1 = 87,5; \tau_0 = 175.$ |
| 2. | Forma și caracteristicile dimensionale ale arborelui | $d_i; l_i; r_i$ [mm] | $d_1 = 60; l_1 = 70; d_2 = 80; l_2 = 100.$ $d_3 = 100; l_3 = 85; d_4 = 120; l_4 = 141.$ $d_5 = 150; l_5 = 103; d_6 = 180; l_6 = 1886.$ $d_7 = 150; l_7 = 124; d_8 = 120; l_8 = 131.$ $d_9 = 100; l_9 = 95$ |
| 3. | Caracteristicile geometrice ale secțiunii curente „j” | A_j [mm ²]; $M_j; W_j$ [mm ³] | $j = 1 \dots 9$, cu ordonarea crescătoare de la planul frontal stâng al arborelui |
| 4. | Tensiunile normale maxime și minime în secțiunea periculoasă | $\sigma_{jmax}; \sigma_{jmin}$ [MPa] | $\sigma_{jmax} = N_j / A_j + M_{ij} / W_{zj}$ $\sigma_{jmin} = N_j / A_j - M_{ij} / W_{zj}$ |
| 5. | Tensiunile tangențiale maxime și minime în secțiunea periculoasă | $\sigma_{jmax}; \sigma_{jmin}$ [MPa] | $\sigma_{jmax} = k_A \cdot T_j / A_j + M_{tj} / W_{pj}$ $\sigma_{jmin} = k_A \cdot T_j / A_j - M_{tj} / W_{pj}; k_A = 1,1$ |
| Verificarea rezistenței la suprasarcini | | | |
| 6. | Tensiunile maxime normale și tangențiale în lungul arborelui | $\sigma_{max}; \tau_{max}$ [MPa] | $\sigma_{max} = \max [\sigma_{jmax}]$ $\tau_{max} = \max [\tau_{jmax}]$ |
| 7. | Coefficienții parțiali de siguranță la solicit. normale și tangențiale | $c_0\sigma; c_0\tau$ [-] | $c_0\sigma = \sigma_0 / \sigma_{max}$ $c_0\tau = \tau_0 / \tau_{max}$ |
| 8. | Coefficientul global de siguranță la suprasarcini și verificarea rezistenței la suprasarcini | c_0 [-] | $c_0 = c_0\sigma \cdot c_0\tau / [c_0\sigma^2 + c_0\tau^2]^{1/2} > c_0a$ $c_0a = 1,5 \dots 2$ - limită de curgere scăzută; $c_0a = 1,75 \dots 2,5$ - lim. de curg. ridicată |
| Verificarea rezistenței la oboseală | | | |
| 9. | Caracteristicile concentratorilor de tensiune | $k_\sigma; k_\tau; \epsilon_\sigma; \epsilon_\tau;$ $\gamma_\sigma; \gamma_\tau$ [-] | $k_\sigma; k_\tau$ - coef. de concentrare a tensiunilor normale și tangențiale; $\epsilon_\sigma; \epsilon_\tau$ - coef. de mărime, ($\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau$); $\gamma_\sigma; \gamma_\tau$ - coef. tehnologici, ($\gamma_\sigma = \gamma_\tau$) |
| 10. | Caracteristicile ciclurilor de solicitare (alternant-simetric pentru încovoiere, respectiv pulsator pentru torsiune) | $\sigma_{max}; \tau_{max}; \sigma_{min}; \tau_{min};$ $\sigma_v; \tau_v; \sigma_m; \tau_m$ [MPa] $\psi_\sigma; \psi_\tau$ [-] | $\sigma_{max}; \tau_{max}$; - conf. nr. crt. 6 $\sigma_{min} = \min [\sigma_{min}]; \tau_{min} = \min [\tau_{min}]$ $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$ $\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min}) / 2$ $\sigma_v = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$ $\tau_v = (\tau_{max} - \tau_{min}) / 2$ $\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$ $\psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_0) / \tau_0$ |
| 11. | Coefficienții parțiali de siguranță la oboseală | $c_\sigma; c_\tau$ [-] | Conf. Serensen-Kinaşovili: $c_\sigma = \sigma_{-1} / [(k_\sigma / \epsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma) \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m]$ $c_\tau = \tau_{-1} / [(k_\tau / \epsilon_\tau \cdot \gamma_\tau) \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m]$ |
| 12. | Coefficientul global de siguranță la oboseală | c [-] | $c = c_\sigma \cdot c_\tau / [c_\sigma^2 + c_\tau^2]^{1/2} > ca;$ $ca = 1,3 \dots 1,5$ - ptr. calcule precise; $ca = 1,5 \dots 1,8$ - mai puțin precise; $ca = 1,8 \dots 3$ - ptr. calcule aproximative |

Tabelul 3. Verificarea rezistenței arborelui [1]

| Nr. crt. | Denumirea mărimii | Poziția secțiunii de trecere de la un diametru la altul | | | | | | | |
|----------|--|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| | | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | x8 |
| 1. | Poziția secțiunii, x [mm] | 52 | 70 | 170 | 238 | 255 | 375 | 463 | 1510 |
| 2. | Diametrul secțiunii, d [mm] | 60 | 60 | 80 | 100 | 100 | 120 | 150 | 180 |
| 3. | Momentul încovoietor, M_i [Nm] | 0 | 0 | 0 | 463 | 3084 | 21590 | 32539 | 32539 |
| 4. | Momentul de torsiune, M_t kNm] | 280 | 280 | 280 | 140 | 140 | 140 | 140 | 140 |
| 5. | Modulul de rezist. axial, W_z [cm ³] | 21,2 | 21,2 | 50,3 | 98,2 | 982 | 169,7 | 331,3 | 572,6 |
| 6. | Modulul de rezist. polar W_p [cm ³] | 42,4 | 42,4 | 100,5 | 106,3 | 106,3 | 339,3 | 662,7 | 1145,1 |
| 7. | Tens. normală, σ_i [N/mm ²] | 0 | 0 | 0 | 4,7 | 31,4 | 127 | 98 | 56,8 |
| 8. | Tens. tangențială, τ_i [N/mm ²] | 6,6 | 6,6 | 2,8 | 0,7 | 0,7 | 0,4 | 0,2 | 0,12 |
| 9. | Tens. normală medie, σ_m [N/mm ²] | 0 | 0 | 0 | 2,35 | 15,7 | 63,65 | 49,1 | 28,4 |
| 10. | Tens. tangențială medie, σ_m [N/mm ²] | 3,3 | 3,3 | 1,39 | 0,35 | 0,35 | 0,2 | 0,1 | 0,061 |
| 11. | Amplitudinea ciclului, σ_v [N/mm ²] | 11,44 | 11,44 | 4,82 | 2,66 | 15,75 | 63,63 | 49,1 | 28,41 |
| 12. | Amplitudinea ciclului, τ_v [N/mm ²] | 0,96 | 0,96 | 0,40 | 0,22 | 1,32 | 5,35 | 4,12 | 2,38 |
| 13. | Unghiul de deformare θ [°] | 0,004 | 0,004 | 0,004 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 |
| 14. | Săgeata maximă f [mm] | $f = 0,055 < f_a = 0,16$ | | | | | | | |
| 15. | Unghiul de rotire în reazeme α [rad] | $\alpha = 0,000003 < \alpha_a = 10^{-3}$ | | | | | | | |

PROIECTAREA SI VERIFICAREA ARBORELUI DE ANTRENARE A UNEI MAȘINI

Tabelul 4. Valorile coeficienților de influență

| Nr. crt. | Denumirea mărimii | Poziția secțiunii de trecere de la un diametru la altul | | | | | | | |
|----------|--|---|------|------|------|------|------|------|------|
| | | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | x6 | x7 | x8 |
| 1. | Diametrul secțiunii, d [mm] | 60 | 60 | 80 | 100 | 100 | 120 | 150 | 180 |
| 2. | Adânc. canal de pană, h [mm] | 7 | 0 | 0 | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 3. | Coeficientul de formă, $K\alpha$ [-] | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,94 | 0,94 | 0,94 | 0,94 | 0,93 |
| 4. | Coef.de infl. geometric, Kg | 0,86 | 0,86 | 0,84 | 0,82 | 0,82 | 0,81 | 0,80 | 0,78 |
| 5. | Coeficientul de concentrare a tensiunii normale, $K\sigma$ [-] | 2,05 | 2,05 | 2,06 | 2,07 | 2,07 | 2,08 | 2,09 | 2,10 |
| 6. | Coeficientul de concentrare a tensiunii tangențiale, $K\tau$ [-] | 1,80 | 1,80 | 1,81 | 1,81 | 1,81 | 1,82 | 1,83 | 1,84 |
| 7. | Coef. de mărime (dimensional) ptr. încovoiere, $\epsilon\sigma$ [-] | 0,86 | 0,86 | 0,84 | 0,83 | 0,83 | 0,81 | 0,80 | 0,79 |
| 8. | Coeficientul de mărime (dimensional) ptr. torsiune, $\epsilon\tau$ | 0,86 | 0,86 | 0,84 | 0,83 | 0,83 | 0,81 | 0,80 | 0,79 |
| 9. | Coeficientul tehnologic ptr. solicitarea de încovoiere, $\gamma\sigma$ | 0,86 | 0,85 | 0,82 | 0,80 | 0,79 | 0,77 | 0,75 | 0,73 |
| 10. | Coeficientul tehnologic ptr. solicitarea de torsiune, $\gamma\tau$ | 0,86 | 0,85 | 0,82 | 0,80 | 0,79 | 0,77 | 0,75 | 0,73 |
| 11. | Coeficientul $\psi\sigma$ ptr. încovoiere | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| 12. | Coeficientul $\psi\tau$ ptr. torsiune | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 |
| 13. | Coef. global de siguranță, c | 5,62 | 5,62 | 5,54 | 5,54 | 5,54 | 5,41 | 5,36 | 5,31 |

BIBLIOGRAFIE

4. CONCLUZII

Lucrarea de față abordează o temă de actualitate în domeniul construcției mașinilor de separare prin vibrație, încercând să contureze o metodă de proiectare constructivă a celui mai solicitat element și anume arborele drept cu excentric din structura unei mașini de separare. Din acest calcul de dimensionare și verificare a arborelui, putem concluziona că diametrul acestuia se poate dimensiona doar pe baza solicitării la torsiune.

- [1] Anghel Șt., Ianici, S. *Proiectarea transmisiilor mecanice*, Vol. I - II, Lito. I.P.T.V. Timișoara, 1993, 1994
- [2] Vunadavalli T., Bheemanna G., P. SampathRao P., *Design and analysis of shaft and bearing for vibrating screen*, JIRT | Vol. 3 Issue 2, 2016
- [3] <https://www.heiligbv.com/> - accesat 05.04.2022
- [4] Chișiu A., *Organe de mașini*, Ed. Did. și Pedag. București, 1981
- [5] Drăghici I., *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*, Vol. I - II, Ed. Tehnică București, 1981, 1982
- [6] Rădulescu Gh., *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*, Vol. III, Ed. Tehnică București, 1986
- [7] Ianici, S. *Ingineria sistemelor mecanice*, Ed. Eftimie Murgu Reșița, 2010
- [8] Ianici, S. *Testarea sistemelor mecanice*, Ed. Eftimie Murgu Reșița, 2010

Despre autori

Stud. **Adrian OLARIU**

Universitatea Babeș-Bolyai, Reșița, Romania

Este student la specializarea Inginerie mecanică în cadrul Universității Babeș-Bolyai, Facultatea de Inginerie din Reșița. A participat la manifestări științifice studențești naționale.

Stud. **Răzvan OLINGERU**

Universitatea Babes-Bolyai, Reșița, Romania

Este student la specializarea Inginerie mecanică în cadrul Universității Babeș-Bolyai, Facultatea de Inginerie din Reșița. A participat la manifestări științifice studențești naționale.