

1.6 15.6 CALCULUL SISTEMULUI DE FRÂNARE

1.6.1 15.6.1. Calculul frânelor cu tambur și saboți interiori

Problema principală care se pune la calculul frânelor o constituie determinarea coeficientului de eficacitate al frânei (caracteristica frânei). Acesta se definește ca raport între forța de frecare U și forța de acționare S :

$$C = U/S. \quad (15.1)$$

Pentru a cunoaște caracteristica de ansamblu a frânei se determină mai întâi caracteristicile celor doi saboți.

Forța de frecare U apare datorită tendinței de mișcare relativă dintre tambur și sabot și depinde de forța de apăsare N , care este reacțiunea tamburului la apăsarea sabotului, și de coeficientul de frecare μ .

În continuare se va analiza cazul sabotului flotant din figura 15.1.c și d și se va arăta apoi că celelalte tipuri de saboți pot fi considerate cazuri particulare ale celui analizat.

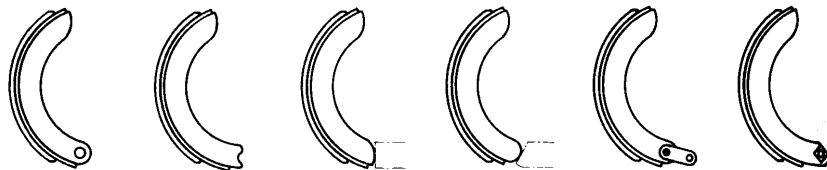


Fig. 1.1. Tipuri de saboți de frână:
cei doi din stânga – articulați; cei patru din dreapta – flotanți

Forța de acționare S apasă sabotul pe tambur, determinând, împreună cu reacțiunea tamburului, o reacțiune R a reazemului. Deoarece coeficienții de frecare dintre capetele sabotului și reazemele sale (mobil și fix) au valori reduse, se neglijează forțele de frecare ce apar în aceste reazeme sub acțiunea forțelor S și R .

În timpul frânării, mișcarea sabotului are două componente și anume o rotație cu un anumit unghi în jurul punctului de sprijin X și o translație de mărime d paralelă cu reazemul xx (fig. 15.35). Pentru un punct oarecare P de pe suprafața garniturii de frecare, deplasarea sabotului produce o mișcare compusă din $PB = \theta XP$ (dată de rotația în jurul lui X) și din $BE = d$ (dată de translație). Din proporționalitatea vitezei de uzare cu segmentul PD (proiecția segmentului PE pe direcția OP , normală pe suprafața garniturii de frecare) și cu puterea de frecare specifică, rezultă că distribuția presiunii pe lungimea arcului garniturii de frecare, în cazul unei intensități de frânare constante, este de forma []:

$$p = k_1 \sin \varphi + k_2 \cos \varphi. \quad (15.2)$$

Relația (15.2) este echivalentă cu:

$$p = p_{\max} \cos(\varphi - \varphi_p), \quad (15.3)$$

adică presiunea este de tip cosinus. În relația anterioară

$$p_{\max} = \sqrt{k_1^2 + k_2^2}, \quad (15.4)$$

reprezintă valoarea maximă a presiunii, iar

$$\varphi_p = \arctg(k_1/k_2), \quad (15.5)$$

reprezintă unghiul φ pentru care se obține valoarea maximă a presiunii.

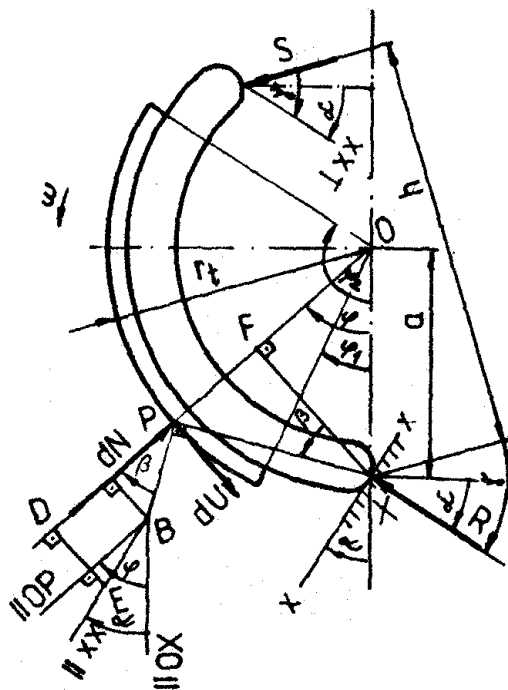


Fig. 1.2. 15.35 Schema de calcul pentru sabotul flotant

Pentru a putea determina mărimea forței de frecare trebuie determinate constantele k_1 și k_2 . În acest scop se vor scrie două ecuații de echilibru ale momentelor și forțelor ce acționează asupra sabotului.

Un element de suprafață a garniturii de frecare, subîntins de unghiul elementar $d\varphi$, are mărimea:

$$dA = b r_t d\varphi, \quad (15.6)$$

b fiind lățimea garniturii și r_t raza tamburului.

Forțele elementare, normală și de frecare, sunt:

$$dN = p dA = p b r_t d\varphi, \quad (15.7)$$

$$dU = \mu dN = \mu p b r_t d\varphi. \quad (15.8)$$

Se scrie ecuația de echilibru a momentelor care acționează asupra sabotului în raport cu punctul X:

$$h S = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} XF dN - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} FP dU. \quad (15.9)$$

Dezvoltând integralele și având în vedere relațiile (15.2), (15.7) și (15.8) rezultă:

$$\frac{h S}{a b r_t} = k_1 e_1 + k_2 e_2, \quad (15.10)$$

unde e_1 și e_2 sunt date de relațiile:

$$e_1 = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} - \frac{\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1}{4} + \mu \left[\frac{r_t}{a} (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1) + \frac{\cos 2\varphi_2 - \cos 2\varphi_1}{4} \right], \quad (15.11)$$

$$e_2 = -\frac{\cos 2\varphi_2 - \cos 2\varphi_1}{4} + \mu \left[\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} - \frac{r_t}{a} (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) + \frac{\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1}{4} \right]. \quad (15.12)$$

A doua ecuație necesară determinării constantelor k_1 și k_2 este ecuația de echilibru al forțelor care acționează asupra sabotului pe direcția xx:

$$S \sin \gamma = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\varphi - \alpha) dN - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\varphi - \alpha) dU. \quad (15.13)$$

Înlocuind expresiile mărimilor care intervin în ecuația (15.13) și dezvoltând integralele rezultă:

$$\frac{S}{b r_t} \sin \gamma = k_1 e_3 + k_2 e_4, \quad (15.14)$$

unde e_3 și e_4 sunt date de relațiile:

$$e_3 = (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \left[\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} + \frac{\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1}{4} \right] - \frac{(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)(\cos 2\varphi_2 - \cos 2\varphi_1)}{4}, \quad (15.15)$$

$$e_4 = (\cos \alpha + \mu \sin \alpha) \left[\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} + \frac{\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1}{4} \right] - \frac{(\sin \alpha - \mu \cos \alpha)(\cos 2\varphi_2 - \cos 2\varphi_1)}{4}, \quad (15.16)$$

În urma rezolvării sistemului de ecuații dat de (15.10) și (15.14) rezultă valorile constantelor k_1 și k_2 :

$$k_1 = \frac{e_2 \sin \gamma - \frac{h}{a} e_4}{e_2 e_3 - e_1 e_4} \frac{S}{b r_t}, \quad (15.17)$$

$$k_2 = \frac{\frac{h}{a} e_3 - e_1 \sin \gamma}{e_2 e_3 - e_1 e_4} \frac{S}{b r_t}. \quad (15.18)$$

Pe baza relațiilor (15.2) și (15.8) se poate scrie:

$$U = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dU = \mu b r_t \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (k_1 \sin \varphi + k_2 \cos \varphi) d\varphi. \quad (15.19)$$

Se înlocuiesc în (15.19) expresiile mărimilor care intervin, se calculează integrala, se împarte la S și rezultă expresia coeficientului de eficacitate al sabotului flotant primar:

$$C_p = \mu \frac{\left(\frac{h}{a} e_4 - e_2 \sin \gamma \right) (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1) + \left(\frac{h}{a} e_3 - e_1 \sin \gamma \right) (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)}{e_2 e_3 - e_1 e_4}. \quad (15.20)$$

Pentru sabotul secundar forțele de frecare au o orientare opusă față de cele de la sabotul primar și, de aceea, pentru determinarea coeficientului de eficacitate al sabotului flotant secundar, în relațiile (15.11), (15.12), (15.15) și (15.16) se introduce $-\mu$ în loc de μ .

În cazul sabotului flotant din figura 15.1.e, punctul X devine centrul articulației sabot-za, iar direcția xx va fi direcția perpendiculară pe linia ce unește centrele articulațiilor zalei.

Pentru sabotul din figura 15.1.f, punctul X va fi de asemenea centrul articulației, iar direcția xx va fi paralelă cu planele de culisare.

În cazul sabotului articulată (fig. 15.1 a și b), translația sabotului nu este posibilă ($d = 0$) și rezultă $k_2 = 0$, iar k_1 este dat de relația:

$$k_1 = \frac{1}{e_1} \frac{h}{a} \frac{S}{br_t}. \quad (15.21)$$

Forța de frecare va fi:

$$U = \mu S \frac{h}{a} \frac{\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2}{e_1}. \quad (15.22)$$

Cunoscând coeficienții de eficacitate ai saboților primar și secundar, C_p și C_s , se poate determina eficacitatea globală a frânei. Pentru frâna simplex cu acționare directă forțele de acționare ale celor doi saboți sunt în raportul:

$$\mu \frac{S_1}{S_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2, \quad (15.23)$$

unde d_1 și d_2 sunt diametrele pistoanelor care acționează saboții.

Coeficientul de eficacitate al frânei va fi:

- la mersul înainte:

$$C = \frac{U_1 + U_2}{S_1} = \frac{U_1}{S_1} + \frac{U_2}{S_1} = \frac{U_p}{S_p} + \frac{U_s}{S_s \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2}, \quad (15.24)$$

- la mersul înapoi:

$$C = \frac{U_1 + U_2}{S_1} = \frac{U_s}{S_s} + \frac{U_p}{S_p \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2} = C_{1s} + C_{2p} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2. \quad (15.25)$$