

$$C_{p,s} = \frac{F_f}{S} = \frac{\mu \cdot \frac{h}{r_t}}{\frac{a_0}{r_t} \cdot f(\alpha_1, \alpha_2) \mp \mu \cdot \left[1 - \frac{a_0}{r_t} \cdot \frac{1}{2} \cdot (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) \right]}$$

unde:

$$f(\alpha_1, \alpha_2) = \frac{\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1 + 2 \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)}{4 \cdot (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1)}$$

Având coeficienții de eficacitate C_p și C_s pentru sabotul primar, respectiv secundar, se poate determina raportul de transmitere interior al frânei cu saboți articulați astfel:

- pentru *frâna simplex*: $C = C_p + C_s$,
- pentru *frâna duplex*: $C = 2 \cdot C_p$ sau $C = 2 \cdot C_s$, în funcție de sensul de rotație al tamburului în raport cu sensul de rotație al sabotului.

Lățimea garniturii de fricțiune rezultă din relația forței de frecare:

$$b = \frac{F_f}{(p \cdot \mu)_m \cdot r_t \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)} = \frac{C \cdot S}{(p \cdot \mu)_m \cdot r_t \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)}$$

în care pentru produsul mediu $(p \cdot \mu)_m$ se adoptă valori de 0,2 ... 0,3 MPa.

Pentru *frâna cu disc*:

$$C_{disc} = \frac{2 \cdot F_f}{S} = \frac{2 \cdot \mu \cdot S}{S} = 2 \cdot \mu$$

3.3. Calculul forțelor de acționare pentru frâne

Valoarea momentului de frânare la cele două punți (din față și spate) ale autovehiculului se stabilește din una dintre condițiile:

- 1) aderență maximă,
- 2) asigurarea unei decelerații maxime impuse.

Din condiția de aderență maximă la limita de blocare a roților simultan (figura 4.34) se scrie relația momentului total de frânare:

$$M_f = M_{f1} + M_{f2} = F_f \cdot r_r$$

în care: *momentul de frânare la puntea din față* (prevăzută cu frâne disc la cele două roți) este dat de:

$$M_{f1} = F_{f1} \cdot r_r = \varphi \cdot Z_1 \cdot r_r = 2 \cdot M_{f_frana_disc}$$

respectiv *momentul de frânare la puntea din spate* (roțile fiind echipate cu frâne cu tambur și saboți interiori) este:

$$M_{f2} = F_{f2} \cdot r_r = \varphi \cdot Z_2 \cdot r_r = 2 \cdot M_{f_frana_saboti}$$

iar *forța totală de frânare* este suma forțelor de frânare ale celor două punți, trebuie să învingă forța de inerție care se dezvoltă la încetinirea autovehiculului și respectă *condiția*:

$$F_f = F_{f1} + F_{f2} = F_i = \varphi \cdot G_a$$

unde: G_a – greutatea autovehiculului, în N; φ – coeficientul de aderență maximă; r_r – raza roții, în m.

Reacțiunile normale Z_1 și Z_2 la roțile punților din față, respectiv spate au fost determinate din condițiile de echilibru de momente față de punctele de contact cu calea de rulare la urcarea pantei.

$$M_{f_frana_disc} = \frac{1}{2} \cdot M_{f1} = F_{f_disc} \cdot r_d \approx F_{f_disc} \cdot r_t \quad \Rightarrow \quad F_{f_disc} = \frac{M_{f1}}{2 \cdot r_t}$$

Forța de acționare a frânelor cu disc:

$$S_d = \frac{F_{f_disc}}{C_d}$$

$$M_{f_frana_sabati} = \frac{1}{2} \cdot M_{f1} = F_{f_saboti} \cdot r_t \quad \Rightarrow \quad F_{f_saboti} = \frac{M_{f2}}{2 \cdot r_t}$$

Forța de acționare a frânelor cu tambur și saboți articulați:

$$S_s = \frac{F_{f_saboti}}{C}$$

3.4. Verificarea frânelor

3.4.1. Verificarea dimensionării

Condițiile tehnice impuse frânelor de automobil sînt:

- pentru frîna de serviciu:
 - spațiul de frînare maxim: $S_f = 0,1 V + \frac{V^2}{150}$;
 - decelerația medie: $d_m \geq 5,8 \text{ m/s}^2$;
- pentru frîna de staționare:
 - spațiul de frînare maxim: $S_f = 0,1 V + \frac{V^2}{75}$;
 - decelerația medie: $d_m \geq 2,9 \text{ m/s}^2$;

unde V este dată în km/h.

Unul din parametrii de apreciere a solicitării frânelor îl constituie puterea specifică disipată de garnitura de fricțiune:

$$P_{sp1,2} = \frac{m_{a1,2}}{A_{g1,2}} d_m V_{max}$$

unde: $m_{a1,2}$ este masa repartizată pe puntea din față, respectiv spate; $A_{g1,2}$ — aria suprafeței garniturilor de frecare de la puntea din față, respectiv spate.

Limitele uzuale pentru puterea specifică sînt:

$$P_{sp1,2} \leq 0,35\text{—}0,55 \text{ kW/cm}^2 \text{ pentru frînele cu saboți};$$

$$P_{sp1,2} \leq 0,75\text{—}0,95 \text{ kW/cm}^2 \text{ pentru frînele cu disc.}$$

O problemă importantă o constituie solicitările mecanice ale tamburelor, discurilor, saboților etc. Dimensionarea tamburelor și discurilor de frînă se face, de regulă, pe cale empirică, pe considerente de rigiditate mecanică și solicitări termice. Frînele cu tambure elastice provoacă o uzură conică a garniturilor de fricțiune, ca urmare modificîndu-se și distribuția presiunii și raportul de transmitere interior al frinei.

Pentru frînele cu disc, solicitările mecanice pure nu prezintă o importanță deosebită însă solicitările termice sînt mult mai intense ca la frînele cu tambur, caracterizate prin variații rapide în timp și cu gradienți de temperatură foarte mari.

3.4.2. Calculul termic

Se realizează pentru două situații:

- cazul frînării intense,
- cazul frînării de lungă durată.

a) Calculul termic al frânelor în cazul frânării intense

La frinarea izolată de oprire, se consideră că toată căldura produsă este preluată de tamburul, respectiv discul frinei. În ajutorul acestei ipoteze, vine și invariantul Nusselt, criteriul de apreciere al izolației termice:

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda},$$

unde: α este coeficientul de transmitere a căldurii, în $\text{kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$; δ — grosimea tamburului, în m; λ — conductivitatea termică, în $\text{kJ/mh}^\circ\text{C}$.

Pentru valorile extreme, $Nu < 0,03$, deci, practic, este egal cu zero. Dacă se consideră o decelerație constantă pentru frinare, densitatea fluxului de căldură q_0 va scădea liniar cu viteza. Neglijând rezistența aerului și de rulare, se poate considera pentru $t=0$:

$$q_0 = \frac{F_f V_a}{427 A_g} = \frac{m_a V_a d}{427 \cdot 3,6 \cdot A_g} \text{ [kJ/cm}^2\text{.s]},$$

unde: F_f este forța de frinare totală, în daN; m_a — masa automobilului, în kg; A_g — aria suprafețelor garniturilor de fricțiune, în cm^2 ; V_a — viteza automobilului, în km/h; d — decelerația relativă a automobilului.

Creșterea maximă a temperaturii din suprafața de fricțiune se determină cu aproximație din relația:

$$\Delta T'_{\max} \approx \sqrt{\frac{8}{9} \cdot \frac{\kappa}{\gamma} \cdot \frac{q_0}{C_s}} \cdot \sqrt{\frac{V_a}{3,6 \alpha_t d \pi}} \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (8.41)$$

unde: q_0 este densitatea fluxului de căldură, în $\text{kJ/m}^2\text{.s}$; C_s — căldura specifică a tamburului, în $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$; γ — masa specifică a materialului tamburului, în kg/m^3 ; α_t — conductivitatea termică, în m^2/s ; κ — coeficientul de repartizare; V_a — viteza automobilului, în km/h; d — decelerația relativă a automobilului.

Pentru materiale identice, $\kappa=0,5$, iar cînd unul din materiale este izolator termic, $\kappa=1$. Din cele arătate mai înainte, rezultă posibilitatea de a adopta $\kappa \approx 1$. În cazul cînd invariantul Fourier are valori supra-unitare, condițiile în care a fost dedusă relația de mai sus nu sînt respectate. Din acest motiv, creșterea de temperatură obținută cu relația (8.41) trebuie corectată.

Întrucît:

$$K = \frac{\alpha_t d}{\delta^2} = \frac{\alpha_t V_a}{3,6 d \delta^2} \geq 1,$$

rezultă:

$$\Delta T_{\max} = \Delta T'_{\max} \sqrt{\frac{9\pi}{8} \left(\frac{K}{2} + \frac{7}{90K} \right)},$$

unde: V_a este viteza, în km/h; δ — grosimea peretelui tamburului, în m; d — decelerația relativă; g — accelerația gravitațională, în m/s^2 ; α_t — conductivitatea termică, în m^2/s .

Valorile α_t depind de materialul tamburului frinei și se aleg: pentru fontă $\alpha_t=0,06 \text{ m}^2/\text{h}$; silumin $\alpha_t=0,30 \text{ m}^2/\text{h}$; oțel $\alpha_t=0,04 \text{ m}^2/\text{h}$.

Alte date cu privire la calculul termic pentru materialele utilizate în construcția frinelor pentru autovehicule sînt date în tabelul 8.3.

Pentru a obține o imagine asupra ordinului de mărime al temperaturii, se prezintă un exemplu numeric, cuprinzînd:

— datele automobilului: $m_a=120 \text{ kg}$; $A_g=800 \text{ cm}^2$; $r_d=0,338 \text{ m}$;

— datele frinei: oțel, $\gamma=7,8 \text{ kg/cm}^3$; $C_s=0,12 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$; $r_i=80 \text{ mm}$; $r_t=140 \text{ mm}$; $b=30 \text{ mm}$; $\alpha_t=0,04 \text{ m}^2/\text{h}$; $\delta=5 \text{ mm}$; $m_t=0,32 \text{ kg}$;

— regimul de frinare: $V_a=30 \text{ km/h}$; $d=5 \text{ m/s}^2$.

Invariantul lui Fourier va fi:

$$K = \frac{0,04}{3600} \cdot \frac{30}{3,6} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{10^6}{25} = 0,74 < 1.$$

Principalele caracteristici ce intervin în calculele termice ale unor materiale utilizate în construcția frinelor Tabelul 8.3

Materialul	Densitatea ρ kg/m ³	Rezistența la rupere σ_r N/mm ²		Conductivitatea termică $\lambda, 4,2\lambda$ kJ/m. h. °C W/m. °C	Capacitatea calorică $c, 4,2c$ kJ/kg. °C	Dilatarea termică liniară $10^3 \alpha$ m. m. °C	Temperatura maximă de funcționare °C	
		La 20 °C	La 300 °C				Pe timp scurt	Pe timp lung
Fontă cenușie	7 200—7 250	220	200	$\frac{12...24}{14...28}$	$\frac{0,13...0,15}{0,545...0,630}$	9,0—10,0	700	400
Oțel	7 750—7 850	400—500	La 500 °C 90—200	$\frac{22...45}{22,5—52,2}$	$\frac{0,11...0,12}{0,461...0,503}$	10,0—14,0	800	500
Aliaje de aluminiu	2 700	200—360	80—100	$\frac{174...245}{202...284}$	$\frac{0,19...0,21}{0,796...0,882}$	20,5—23,5	—	—
Garnitură organică „Jurid 197”		—	—	$\frac{0,99}{1,55}$		—	600	40
Garnitură organică „Ferodo AM ₂ ”		19,3	—	$\frac{0,5}{0,58}$		—	400	175
Garnitură organică „Ferodo AM8”	1 000—2 800	26,9	—	$\frac{0,54}{0,64}$	$\frac{0,15...0,50}{0,630...2,094}$	—	400	175
Garnitură organică „Mintex M22”		20,0	—	—		—	370	200
Garnitură sintetizată „Jurid 730”		—	—	$\frac{8,6}{9,98}$	—	—	800	500

În consecință, temperatura din suprafața de fricțiune rezultă din relația (8.41):

$$\Delta T'_{max} = 0,945 \cdot \frac{10^{-3}}{7,8} \cdot \frac{146}{0,12} \cdot \left(\frac{30 \cdot 3600}{3,6 \cdot 0,04 \cdot \pi \cdot 5} \right)^{\frac{1}{2}} = 33^{\circ}\text{C}.$$

Pentru regimul de frînare dat, această creștere de temperatură a suprafeței de fricțiune este de circa două ori mai mare decât cea admisă.

Dacă se consideră că întreaga energie a automobilului este transformată de frîne în căldură și înmagazinată de tamburele de frînă, atunci, pentru regimul de frînare dat ($V_a = 30 \text{ km/h}$ și $d = 5 \text{ m/s}^2$), creșterea de temperatură a tamburului nu trebuie să depășească 15°C . Prin urmare, se poate scrie relația:

$$\Delta T_{med} = \frac{1}{26 \cdot 427} \cdot \frac{\kappa m_a V_a^2}{C_t m_t z g} \leq 15^{\circ}\text{C},$$

în care: m_t — este masa tamburului; z — numărul roților frîmate; κ — coeficientul de repartizare a căldurii; m_a — masa automobilului.

Cu datele de mai înainte rezultă (pentru $\kappa = 1$):

$$\Delta T_{med} = \frac{120 \cdot 900}{1,11 \cdot 10^4 \cdot 0,12 \cdot 3,24} = 6,35^{\circ}\text{C}.$$

Trebuie să se urmărească ca, în acest caz, tamburul să preia repede căldura degajată — fără a depăși temperatura medie admisă și totodată să cedeze această căldură cât mai repede mediului exterior.

b) Calculul termic al frânelor în cazul frânării de lungă durată

În acest caz, se consideră și schimbul de căldură cu aerul exterior. Neglijînd transmiterea căldurii prin radiație și spre interiorul frînei, se obține un calcul simplificat, dar suficient de precis, pentru a face comparații rapide între diferite frîne.

Pe tambur se dezvoltă cantitatea de căldură elementară:

$$dQ = q_d A_g dt, \quad (8.42)$$

unde: q_d este densitatea fluxului de căldură la frînarea de durată; A_g — aria garniturii de fricțiune.

Căldura dQ_1 cedată exteriorului se exprimă prin relația:

$$dQ_1 = \alpha A_r T dt,$$

în care: α este coeficientul de schimb de căldură dintre tambur și aer; A_r — aria suprafeței de răcire; T — temperatura relativă a tamburului în raport cu mediul înconjurător.

Căldura elementară dQ_2 rămasă ridică temperatura tamburului. Ea poate fi exprimată prin relația:

$$dQ_2 = C_s m_t g dT, \quad (8.44)$$

în care: C_s este căldura specifică a materialului tamburului; m_t — masa tamburului.

sf. Bilanțul termic în cazul frînării de lungă durată, corespunzător intervalului de timp, dt , va fi:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2,$$

sau:

$$q_d A_g dt = C_s m_t g dT + \alpha A_r T dt, \quad (8.45)$$

respectiv:

$$\frac{q_d A_g}{\alpha A_r} = \frac{C_s m_t}{\alpha A_r} \cdot \frac{dT}{dt} + T. \quad (8.46)$$

După integrarea și determinarea constantei de integrare, din condiția inițială ca la $t=0$ și $T=0$, rezultă timpul pentru ca tamburul să ajungă la o temperatură dinainte stabilită. Astfel:

$$t = \frac{C_s m_t g}{\alpha A_r} \ln \frac{q_d A_g}{q_d A_g - \alpha A_r T} \text{ [s]}. \quad (8.47)$$

Coeficientul de schimb de căldură α variază cu viteza relativă dintre peretele tamburului (discului) și aerul înconjurător. Corelația dintre α și V_{aer} rezultă din relația aproximativă:

$$\alpha = (4,5 + 5,5 V_{aer} - V_{aer}^{1,32}) 4,2 \text{ [kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C]},$$

respectiv:

$$\alpha = 1,2 [1,25 \cdot 10^{-7} + 1,6 \cdot 10^{-10} nr - 3,237 \cdot 10^{-12} (nr)^{1,32}] \text{ [kJ/cm}^2\text{s}^\circ\text{C]},$$

unde: r este raza curentă, în cm; n — turația tamburului în rot/min. Suprafața de răcire A_r se compune din suprafața coroanei A_c (fig. 8.49) și suprafața frontală A_f . Suprafața frontală trebuie echivalată cu suprafața coroanei, întrucât atât temperatura cât și α variază cu raza r , astfel încît:

$$A_r = A_c + A'_f = \frac{2\pi}{\alpha_c \cdot T_c} \int_{r_i}^{r_e} \alpha(r) \cdot T(r) r dr + A_c. \quad (8.48)$$

Dependența dintre rază și temperatură se obține adoptînd pentru temperatură o variație liniară cu raza de tipul:

$$T(r) = \frac{T_c}{r_e} r. \quad (8.49)$$

Densitatea fluxului de căldură se calculează din relația:

$$q_d = \frac{V_a}{1537} (R_p - R_r - R_a) \frac{1}{A_g} \text{ [kJ/cm}^2\text{s]}, \quad (8.50)$$

în care: V_a este viteza de deplasare, în km/h; R_p , R_r și R_a — rezistențele automobilului (pantă, rulare, aer), în N.

Înlocuind în relația (8.47) A_g (cm²), q_d (kJ/cm²s), A_r (cm²), α (kJ/cm²s[°]C), T (°C), C_s (kJ/kg[°]C), timpul rezultă în secunde.

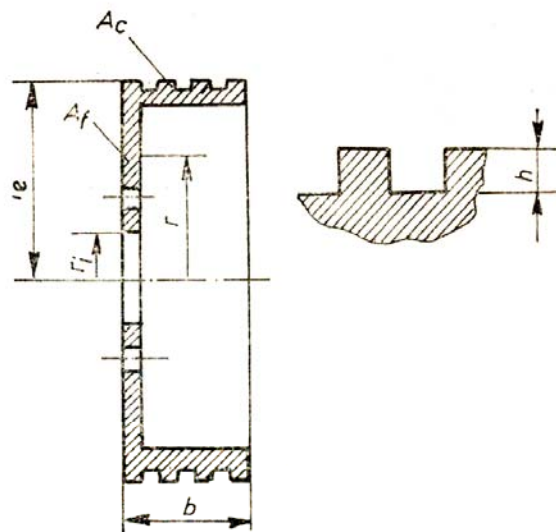


Fig. 8.49. Schema pentru determinarea suprafeței de răcire a tamburului.

Suplimentînd exemplul folosit la frînarea intensivă cu un regim de frînare de durată, constînd din coborîrea unei pante de 8% pe o lungime de 6 km, și cu o viteză constantă de 30 km/h, se obține cu $R_a \approx 0$, $R_r \approx 0$ și $R_p \approx 100$ daN:

$$q_d = \frac{30}{1537} \cdot \frac{100}{800} = 2,44 \cdot 10^{-3} \cdot 4,2 \text{ [kJ/cm}^2 \cdot \text{s]}.$$

Cu $n=283$ rot/min; $r_e=140$ mm; $r_i=80$ mm; $b=30$ mm, rezultă:

$$\alpha_e = 1,25 \cdot 10^{-7} + 1,6 \cdot 283 \cdot 14 \cdot 10^{-10} - 3,237 \cdot 1710 \cdot 33 \cdot 10^{-12} = 5,75 \cdot 10^{-5}$$

[kJ/cm² s °C]. În mod corespunzător se obține din relația (8.48) în urma integrării:

$$A_r = A'_f + A_c = \frac{8}{\alpha_e r_e} (910 \cdot 10^{-7} + 3880 \cdot 10^{-7} - 1040 \cdot 10^{-7}) + 1050 = 2210 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Cu $C_s=0,504$ kJ/kg°C, rezultă din relația (8.47) timpul de încălzire pînă la temperatura T sub forma:

$$t = 1200 \ln \frac{1,94}{1,94 - 1,27 \cdot 10^{-3} T} \text{ [s]},$$

respectiv:

$$t = 20 \ln \frac{1,94}{1,94 - 1,27 \cdot 10^{-3} T} \text{ [min]}.$$

Din ultima relație se observă că temperatura de 500°C se obține pe acest drum (care poate fi un drum forestier) deja după 7,85 min, adică înainte ca automobilul să coboare complet panta. Ținînd seama că majoritatea materialelor de frînă nu rezistă la frînarea de durată decît la 200°C, rezultă că frîna în cauză nu corespunde unei solicitări de durată. Măsurile constructive de îmbunătățire indicate sînt:

- mărirea suprafeței A_g prin mărirea lățimii b a garniturilor;
- mărirea suprafeței A_r prin executarea tamburului cu caneluri pe partea exterioară și mărirea razei r_e .