

FOR ELE CARE AC IONEAZĂ ÎN LAGĂRELE ARBORELUI COTIT. STABILIREA RELA IILOR DE DETERMINARE, DIAGrameLE POLARE I CARTEZIENE ALE SOLICITĂRIILOR

1. GENERALITĂ Î PRIVIND SOLICITĂRIILE ARBORELUI COTIT

La marea majoritate a motoarelor cu ardere internă, articula ia bielei cu manivela arborelui cotit, precum i rezemarea acestuia în carter se realizează prin intermediul unor lagăre cu alunecare. Pentru a se putea asigura condi ii corespunzătoare de func ionare ale acestora sub aspectul durabilită ii i siguran ei în exploatare, este necesar să se cunoască modul în care for ele ce ac ionează în lagăre variază pe circumferin a acestora.

Întrucât lagărul este alcătuit din două categorii de piese – fusul i cuzinetul – care au o mi care relativă una față de alta, este necesar să se cunoască atât varia ia for ei în jurul fusului, cât i varia ia for ei pe circumferin a cuzinetului. Cunoa terea modului în care variază for a în jurul fusului permite determinarea zonei de încărcare minimă, în care este de dorit să se plaseze orificiul de circula ie al uleiului prin fus. Cunoa terea modului în care variază for a în lungul circumferin ei cuzinetului permite aprecierea stabilită ii func ionării, în regim hidrodinamic de ungere a lagărului, precum i a modului în care trebuie ac ionat pentru a îmbunătă i această stabilitate.

Cunoa terea varia iei acestor for e este utilă i în cazul utilizării lagărelor cu rostogolire, întrucât i la dimensionarea acestora este necesară să se cunoască valorile medii i maxime ale for elor care ac ionează în lagăre.

2. FOR ELE CARE AC IONEAZĂ ÎN LAGĂRUL MANETON

Pentru determinarea varia iei for ei care solicită fusul maneton se însumează vectorial forța radial Z i forța tangențial T . Considerând un sistem de axe de coordonate solidar cu fusul maneton (fig.5.1), for a Z va fi dirijată în lungul axei bra ului manivelei, iar for a T tangențial la traiectoria axului fusului maneton, valorile lor fiind determinate cu rela iile (4.7) sau (I.9) i, respectiv (4.5) sau (I.7).

Mărimea for ei care solicită fusul maneton i direc ia acesteia se determină cu rela iile:

$$R_M = \sqrt{Z^2 + T^2} \text{ [N];} \quad (5.1)$$

$$\varphi_M = \arctg \frac{-Z}{T} \text{ [grd].} \quad (5.2)$$

Efectuând calculele, pentru valori succesive ale unghiului de rota ie α , diagrama polară a for ei se ob ine prin unirea succesivă a punctelor care reprezintă vârful vectorilor rezultan i R_M (fig.5.2). For a R_M , având mărimea, direc ia i sensul astfel precizate este preluată de fa a opus a fusului

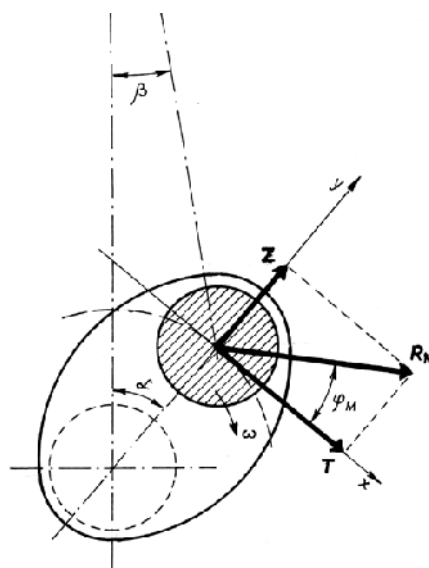


Fig.5.1

maneton. Ca urmare, pentru corelarea diagramei polare a for ei R_M cu suprafa a fusului maneton pe care aceasta este preluată, trebuie ca diagrama astfel ob inută să se rotească cu 180° (fig.5.3). În acest fel, se ob ine imaginea modului de solicitare a suprafe ei cilindrice a fusului maneton. Se explică astfel de ce uzurile maxime se produc în regiunea situată către axa de rota ie a arborelui cotit i se constată că regiunea cea mai pu in solicitată a suprafe ei fusului maneton corespunde cadranelui I al sec iunii transversale a fusului, atunci când sensul de rota ie coincide cu sensul de rota ie al acelor de ceas (fig.5.3). Evident, în această regiune se recomandă practicarea orificiului de ungere.

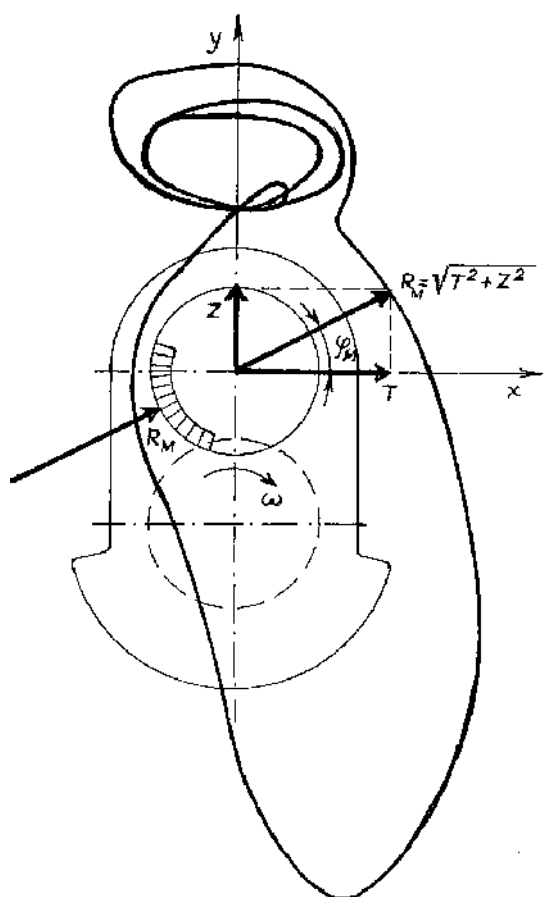


Fig.5.2

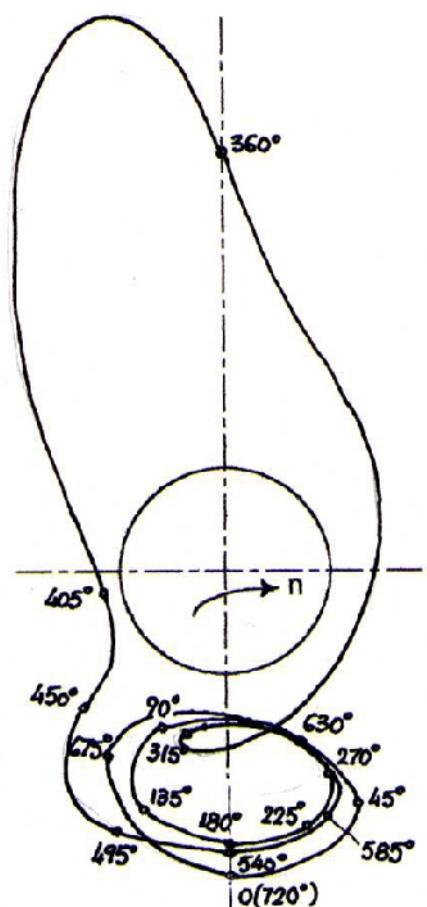


Fig.5.3

Desfăș urarea diagramei polare în coordonate carteziene (fig.5.4) se face plasând în ordonata diagramei valorile modului for ei R_M , în func ie de valorile unghiului α , considerate în abscisă. La trasarea acestei diagrame se face abstrac ie de sensul for ei R_M , întrucât, indiferent de sens, această for ă încarcă suprafa a fusului maneton. Prin planimetrarea diagramei, se poate ob ine i valoarea medie $\overline{R_M}$ a for ei care solicită fusul maneton. Cu suficientă precizie, acest parametru poate fi considerat i drept medie aritmetică a celor N valori R_{Mj} calculate:

$$\overline{R_M} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N R_{Mj} \text{ [N]} \quad (5.3)$$

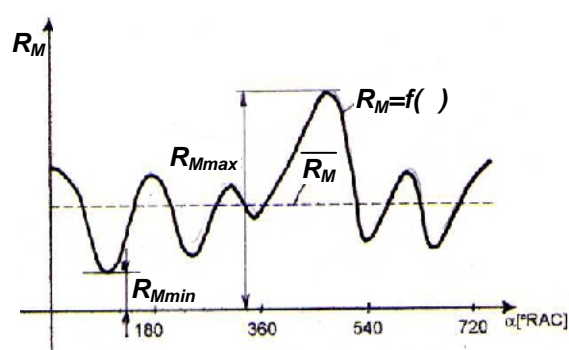


Fig.5.4

precizia fiind cu atât mai mare, cu cât intervalul $\Delta\alpha$ este mai redus. Cunoașterea acestei valori este necesar pentru calculele de predimensionare a lagului.

Pentru determinarea diagramei polare a for ei care solicită cuzinetul de bielă se consideră drept componente ale acesteia, for a B , dirijată în permanen ă în lungul axei bieiei (fig.5.5) i for a de iner ie a masei bieiei aferentă manetonului (dată de expresia 3.20):

$$F_{ibm} = -m_{bm} R \omega^2.$$

Direc ia acestei ultime for e în raport cu axa bieiei este precizată de unghiul $(\alpha+\beta)$. Ca urmare, diagrama polară a for ei ce solicită cuzinetul de bielă se ob ine compunând vectorial următoarele două for e (fig.5.5 i 5.6):

$$R_x = m_{bm} R \omega^2 \sin(\alpha + \beta) [N]; \quad (5.4)$$

$$R_y = m_{bm} R \omega^2 \cos(\alpha + \beta) - B [N]. \quad (5.5)$$

Rezult astfel m rimea i direc ia for ei care solicit cuzinetul de biel :

$$R_M = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} [N]; \quad (5.6)$$

$$\psi_M = \arctg \frac{R_y}{R_x} [\text{grd}]. \quad (5.7)$$

i în acest caz, zona cuzinetului pe care este preluată for a R_M este cea opusă acestei for e (fig.5.6). Prin urmare, corelarea diagramei polare cu suprafa a cuzinetului reclamă o rotire a diagramei cu 180° (fig.5.7). Din analiza acestei diagrame, se constată că solicitările la uzură ale semicuzinetului montat în corpul bieiei sunt superioare celor ale semicuzinetului montat în capacul bieiei.

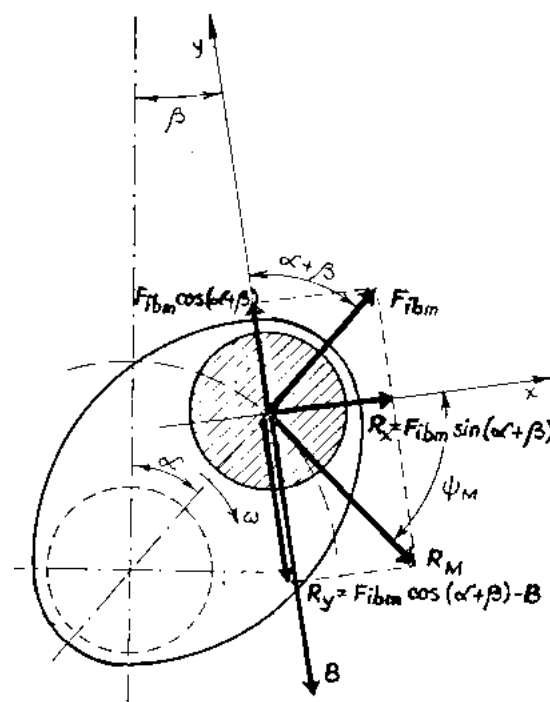


Fig.5.5

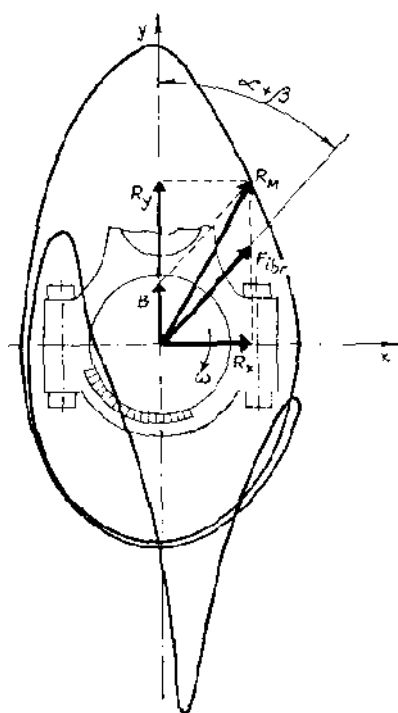


Fig.5.6

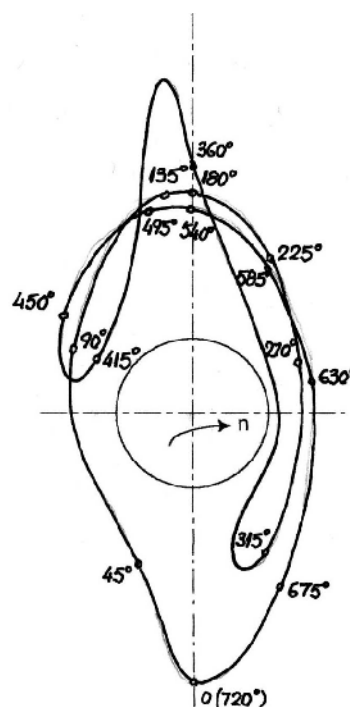


Fig.5.7

Diagramele polare astfel determinate corespund motoarelor în linie. Pentru celelalte categorii de motoare, aceste diagrame se obțin în mod similar, cu deosebirea că forțele Z și T (respectiv, B și F_{bm}) se determină cu relații corespunzătoare.

3. FORȚELE CARE ACȚIONEAZĂ ÎN LAGĂRUL PALIER

3.1. Determinarea sistemelor de forțe care încarcă un lagăr palier

Problema determinării forțelor care lucrează în lagărele palier este mult mai complicată, deoarece arborele cotit împreună cu structura de rezistență care conține lagărele constituie, în cazul general, un sistem static nedeterminat. Situația se complică și mai mult dacă se ține seama de faptul că fusurile palierelor sunt montate în lagăr cu joc, iar carterul motorului (în care sunt practicate lagărele) reprezintă, la rândul său, o structură deformabilă.

Determinarea deformațiilor carterului constituie o problemă a cărei rezolvare este afectată de un grad apreciabil de aproximație, chiar la modele de calcul deosebit de complexe, bazate pe metoda elementului finit. Ținând seama și de faptul că, în toate calculele uzuale, se admite că în toți cilindrii se realizează aceeași diagramă indicată, neglijarea momentelor încovoietoare pe fusurile palierelor și considerarea arborelui cotit ca fiind format dintr-o succesiune de sisteme static determinate reprezintă ipoteza de calcul cea mai convenabilă (atât sub aspectul volumului de calcule, cât și al preciziei acestora).

În consecință, pentru determinarea forțelor care lucrează în lagărul palier, se consideră că cele două manivele situate de o parte și de alta a fusului palier respectiv, fiecare manivelă în parte fiind tratată ca un sistem static determinat, și se însumează reacțiunile produse de cele două manivele în lagărul palier comun (fig.5.8 și 5.9).

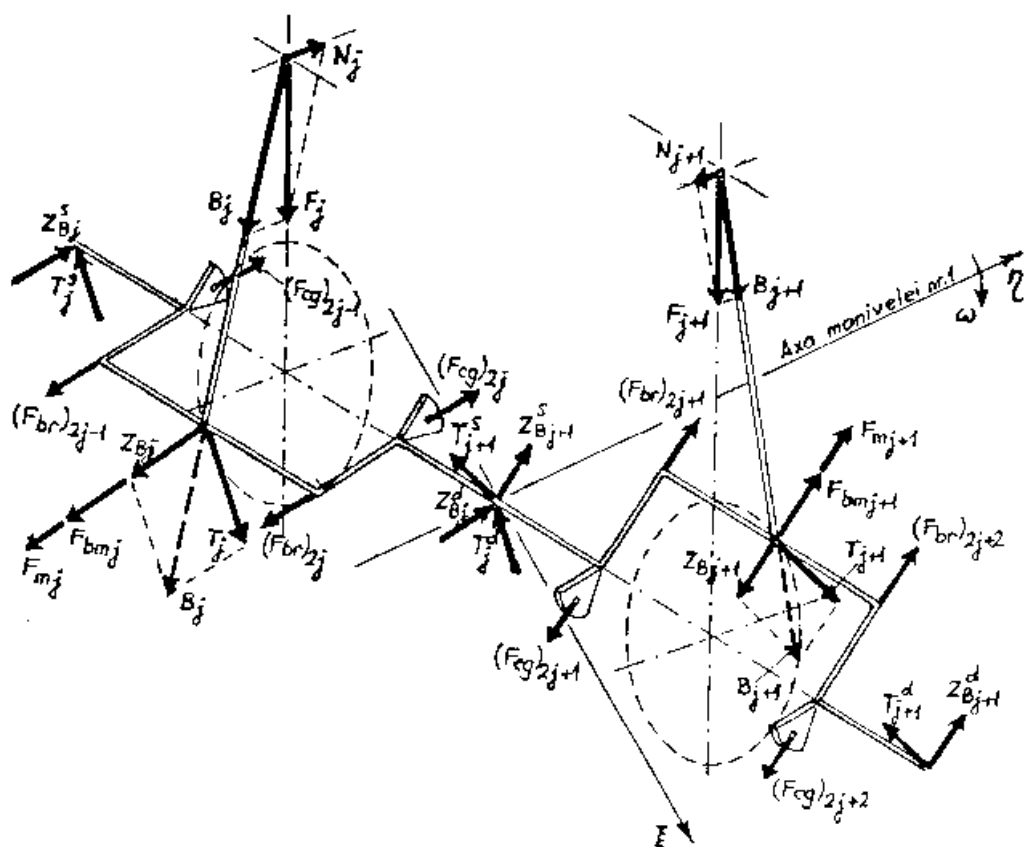


Fig.5.8

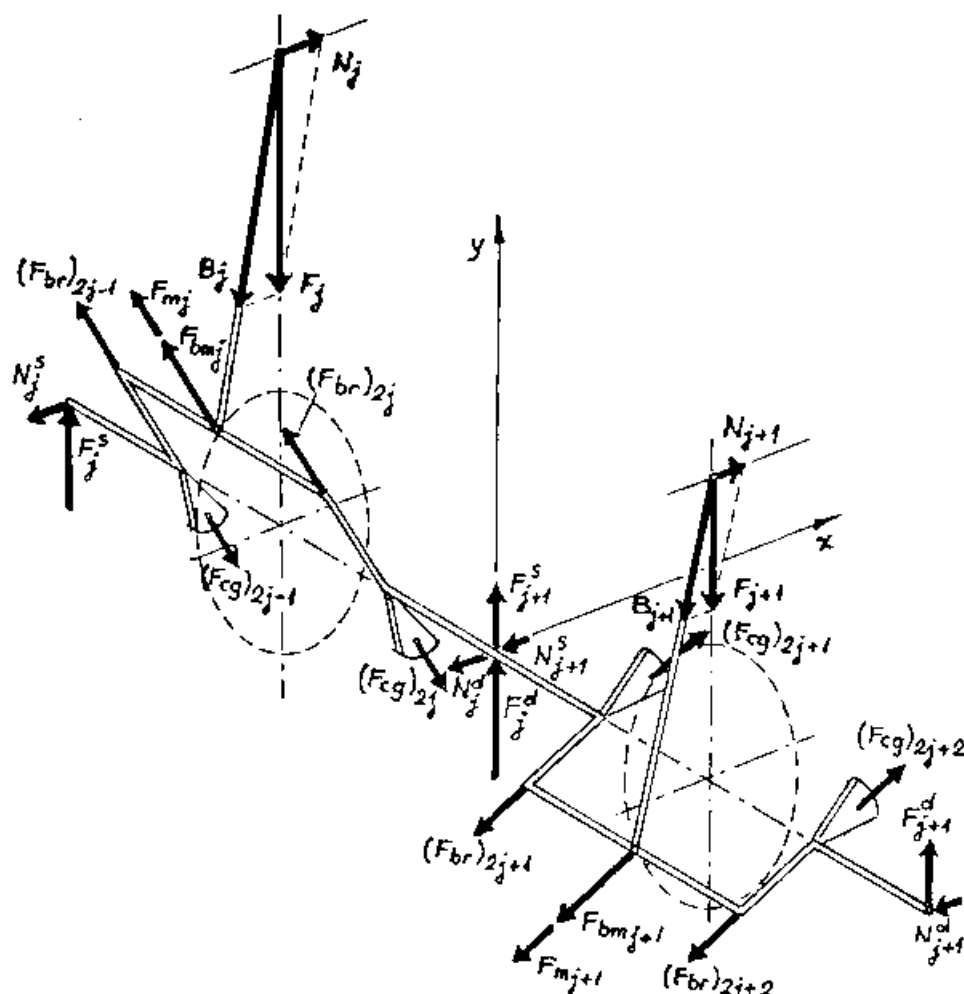


Fig.5.9

Din totalitatea for elor care ac ionează asupra manivelor, for ele de iner ie produse de masele cu mi care de rota ie au o mărime care nu variază cu unghiul de rota ie α i sunt în permanen ă dirijate în sens radial centrifug. For ele care variază odată cu unghiul α sunt cele transmise de bielă i corespund for ei de presiune i for ei de iner ie a maselor cu mi care de transla ie.

Pentru determinarea diagramei polare a for ei care solicită fusul palier, se consideră un sistem de coordonate $\xi O\eta$, care se rote te împreună cu arborele cotit, axa $O\eta$ coincidând, de regulă, cu axa manivelei nr. 1 a arborelui cotit (fig.5.8). For a transmisă de bielă este apreciată, în acest caz, prin componentele Z_B i T .

Pentru determinarea diagramei polare a for ei care solicită cuzinetul palier, se consideră un sistem fix de coordonate rectangulare xOy situat într-un plan perpendicular pe axa de rota ie a arborelui cotit (fig.5.9). For a transmisă de bielă este apreciată, în acest caz, prin componentele B i F_{ibm} . Reducând for a B în originea sistemului de coordonate, aceasta se descompune în două componente care determină o reac iune F dirijată în lungul axei Oy i o reac iune N , dirijată în lungul axei Ox .

La rândul lor, for ele de iner ie ale maselor cu mi care de rota ie determină prin proiec ie, pe ambele sisteme de coordonate, componente variabile în func ie de unghiul de rota ie α .

3.2. Determinarea for elor care solicită lagărele palier

Rezultantele for elor care ac ionează asupra lagărului palier se determină înând seama de dispunerea cilindrilor, de pozi ia manivelor adiacente în jurul axei de rota ie i de ordinea de aprindere. Determinarea se realizează pe baza ecua iilor de momente ale for elor de presiune i for ele de iner ie ale maselor cu mi care de transla ie i, respectiv, rota ie (inclusiv a contragreută ilor).

Notând cu indicele „1” componentele for elor care ac ionează în lungul axelor cilindrilor, cu indicele „2” componentele for elor de iner ie ale maselor cu mi care de rota ie i, respectiv, cu indicele „3” componentele for elor de iner ie ale contragreută ilor, reac iunea care încarcă fusul palier ($j+1$) are componentele:

$$\begin{cases} (\xi_{\alpha})_{j+1} = (\xi_{1\alpha})_{j+1} + (\xi_2)_{j+1} + (\xi_3)_{j+1}; \\ (\eta_{\alpha})_{j+1} = (\eta_{1\alpha})_{j+1} + (\eta_2)_{j+1} + (\eta_3)_{j+1}. \end{cases} \quad (5.8)$$

La rândul ei, ac iunea asupra cuzinetului palier ($j+1$) va avea componentele :

$$\begin{cases} (X_{\alpha})_{j+1} = (X_{1\alpha})_{j+1} + (X_{2\alpha})_{j+1} + (X_{3\alpha})_{j+1}; \\ (Y_{\alpha})_{j+1} = (Y_{1\alpha})_{j+1} + (Y_{2\alpha})_{j+1} + (Y_{3\alpha})_{j+1}. \end{cases} \quad (5.9)$$

În rela iile (5.8) i (5.9) indicele α precizează for ele ale căror direc ii (implicit, m rimii), în raport cu sistemul de coordonate considerat, sunt variabile în func ie de unghiul de rota ie α .

Însumând vectorial aceste componente, se ob in mărimile for elor rezultante care ac ionează în lagărul palier ($j+1$), la un moment dat, precizat de unghiul de rota ie α .

$$\text{- pentru fusul palier: } (R_P)_{j+1} = \sqrt{(\xi_{\alpha})_{j+1}^2 + (\eta_{\alpha})_{j+1}^2}; \quad (5.10)$$

$$\text{- pentru cuzinetul palier: } (R_P)_{j+1} = \sqrt{(X_{\alpha})_{j+1}^2 + (Y_{\alpha})_{j+1}^2}, \quad (5.11)$$

precum i direc iile lor în raport cu sistemul de axe considerat:

$$\varphi_P = \arctg[(\xi_{\alpha})_{j+1} / (\eta_{\alpha})_{j+1}]; \quad (5.12)$$

$$\psi_P = \arctg[(X_{\alpha})_{j+1} / (Y_{\alpha})_{j+1}]. \quad (5.13)$$

Pentru determinarea încărcărilor maxime i medii ale lagărelor palier, diagramele polare ale lagărelor paliere se transpun în coordonate carteziene, la fel ca i în cazul fusurilor maneton. Determinarea diagramei polare care încarcă fusul i, respectiv, cuzinetul unui lagăr palier este o opera ie laborioasă care incumbă un volum considerabil de calcule.

Astfel, în cazul motoarelor în linie, planurile în care ac ionează for ele care solicită manivelele adiacente lagărului palier ($j+1$) sunt indicate în figura 5.10, în timp ce expresiile de calcul ale coeficien ilor necesari calculului reac iunilor din lagăre sunt incluse în tabelul 5.1.

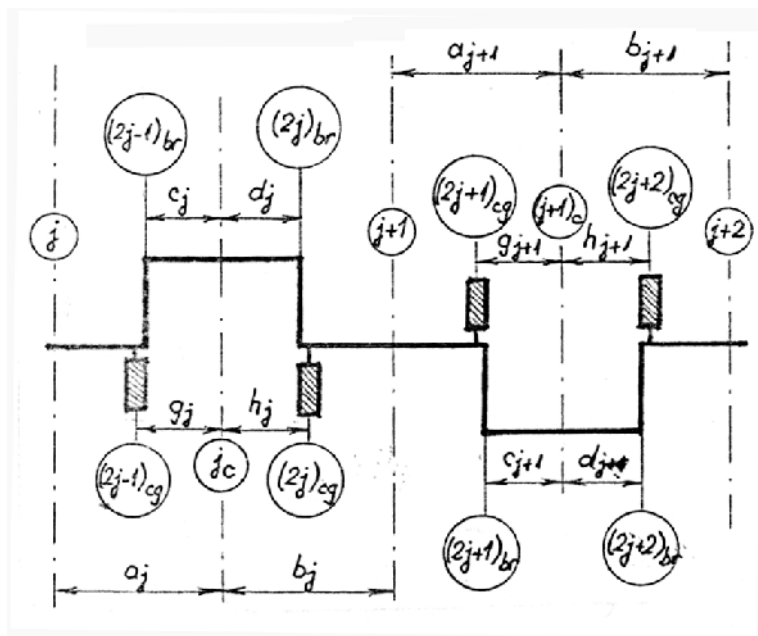


Fig.5.10

Tabelul 5.1

Planul de acțiune al forțelor	Coeficientul de reducere pentru calculul reacțiunii în lagărele palier nr.		
	j	j+1	j+2
j	$A_j = \frac{b_j}{a_j + b_j}$	$A_{j+1} = \frac{a_j}{a_j + b_j}$	—
j+1	—	$B_{j+1} = \frac{b_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$B_{j+2} = \frac{a_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
(2j-1) _{br}	$E_{dj} = \frac{b_j + c_j}{a_j + b_j}$	$E_{dj+1} = \frac{a_j - c_j}{a_j + b_j}$	—
(2j) _{br}	$E_{sj} = \frac{b_j - d_j}{a_j + b_j}$	$E_{sj+1} = \frac{a_j + d_j}{a_j + b_j}$	—
(2j+1) _{br}	—	$F_{dj+1} = \frac{b_{j+1} + c_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$F_{dj+2} = \frac{a_{j+1} - c_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
(2j+2) _{br}	—	$F_{sj+1} = \frac{b_{j+1} - d_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$F_{sj+2} = \frac{a_{j+1} + d_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
(2j-1) _{cg}	$G_{dj} = \frac{b_j + g_j}{a_j + b_j}$	$G_{dj+1} = \frac{a_j - g_j}{a_j + b_j}$	—
(2j) _{cg}	$G_{sj} = \frac{b_j - h_j}{a_j + b_j}$	$G_{sj+1} = \frac{a_j + h_j}{a_j + b_j}$	—
(2j+1) _{cg}	—	$H_{dj+1} = \frac{b_{j+1} + g_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$H_{dj+2} = \frac{a_{j+1} - g_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
(2j+2) _{cg}	—	$H_{sj+1} = \frac{b_{j+1} - h_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$H_{sj+2} = \frac{b_{j+1} + h_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$

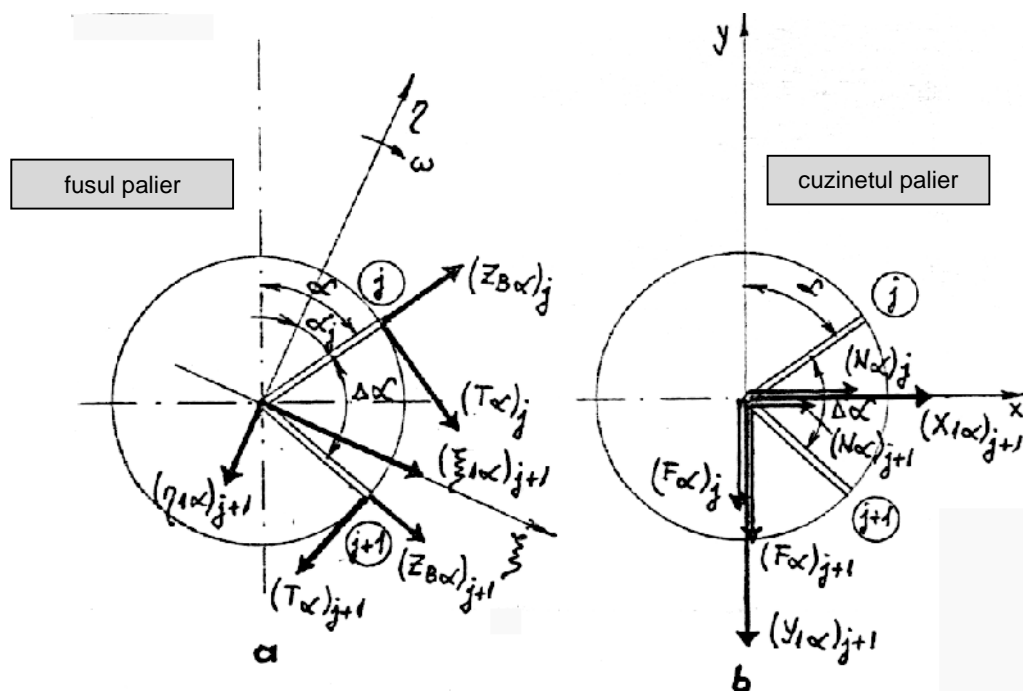


Fig.5.11

Pentru a calcula reacțiunile din lagăr, este convenabil să se evalueze separat contribuția diferitelor categorii de forțe. Astfel, forțele care acționează în lungul axelor cilindrilor (forțele de presiune și forțele de inerție ale maselor cu mișcare de translație), corespunzătoare manivelor consecutive j și $(j+1)$, determină o reacțiune asupra fusului palier $(j+1)$. Această reacțiune este variabilă cu unghiul de manivelă α și este precizată prin componentele ei pe sistemul mobil de axe de coordonate $\xi O\eta$ (fig.5.11.a):

$$\begin{aligned} (\xi_{1\alpha})_{j+1} = & -(Z_{B_\alpha})_j A_{j+1} \cdot \sin \alpha_j + (T_\alpha)_j A_{j+1} \cdot \cos \alpha_j - \\ & -(Z_{B_\alpha})_{j+1} B_{j+1} \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha) + (T_\alpha)_{j+1} B_{j+1} \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha); \end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned} (\eta_{1\alpha})_{j+1} = & -(Z_{B_\alpha})_j A_{j+1} \cdot \cos \alpha_j + (T_\alpha)_j A_{j+1} \cdot \sin \alpha_j - \\ & -(Z_{B_\alpha})_{j+1} B_{j+1} \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha) + (T_\alpha)_{j+1} B_{j+1} \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha). \end{aligned} \quad (5.15)$$

La rândul ei, acțiunea acestor forțe asupra cuzinetului lagărului palier $(j+1)$ este precizată prin componentele ei pe axele sistemului fix de coordonate xOy (fig.5.11.b):

$$(X_{1\alpha})_{j+1} = (N_\alpha)_j A_{j+1} + (N_\alpha)_{j+1} B_{j+1}; \quad (5.16)$$

$$(Y_{1\alpha})_{j+1} = -(F_\alpha)_j A_{j+1} - (F_\alpha)_{j+1} B_{j+1}. \quad (5.17)$$

În relațiile (5.14...5.17), valorile forțelor care acționează asupra manivelei se vor stabili în funcție de ordinea de aprindere, de unghiul de rotație α , de decalajul α_j al manivelei j față de manivela nr.1 (axa $O\eta$) și de decalajul $\Delta\alpha$ dintre manivela j și $(j+1)$.

A doua categorie de forțe care acționează asupra fusului palier o constituie forțele de inerție ale maselor cu mișcare de rotație. Aceste mase sunt:

- masa fusului maneton m_m și masa bielei aferent manetonului m_{bm} ; aceste mase produc forța

$$F_R = F_{im} + F_{ibm} = -(m_m r_m + m_{bm} R) \cdot \omega^2, \quad (5.18)$$

ce poate fi considerată că lucrează în planul median al fiecărei manivele;

- masele brațelor m_{brj} , care produc forțele

$$(F_{br})_j = -m_{brj} r_{brj} \omega^2, \quad (5.19)$$

care acționează în planurile mediane $(2j)_{br}$ ale brațelor arborelui cotit.

Aceste forțe se rotesc împreună cu arborele cotit și produc o reacțiune asupra fusului palier $(j+1)$, constantă ca mărime și direcție. Reacțiunea produsă este precizată prin componentele ei pe sistemul mobil de axe $\xi O\eta$ (fig.5.12.a):

$$\begin{aligned} (\xi_2)_{j+1} = & -[F_R A_{j+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{d,j+1} + (F_{br})_{2j} E_{s,j+1}] \cdot \sin \alpha_j - \\ & -[F_R B_{j+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{d,j+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{s,j+1}] \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha); \end{aligned} \quad (5.20)$$

$$\begin{aligned} (\eta_2)_{j+1} = & -[F_R A_{j+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{d,j+1} + (F_{br})_{2j} E_{s,j+1}] \cdot \cos \alpha_j - \\ & -[F_R B_{j+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{d,j+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{s,j+1}] \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha). \end{aligned} \quad (5.21)$$

Forțele de inerție ale maselor cu mișcare de rotație exercită o acțiune asupra cuzinetului palier $(j+1)$. Această acțiune este constantă ca modul, dar se rotește în jurul axei arborelui cotit. Ea este precizată prin componentele ei (variabile cu unghiul de rotație α) pe sistemul fix de coordonate xOy (fig.5.12.b):

$$\begin{aligned} (X_{2\alpha})_{j+1} = & -[F_R A_{j+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{d,j+1} + (F_{br})_{2j} E_{s,j+1}] \cdot \sin \alpha - \\ & -[F_R B_{j+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{d,j+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{s,j+1}] \cdot \sin(\alpha + \Delta\alpha); \end{aligned} \quad (5.22)$$

$$\begin{aligned} (Y_{2\alpha})_{j+1} = & -[F_R A_{j+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{d,j+1} + (F_{br})_{2j} E_{s,j+1}] \cdot \cos \alpha - \\ & -[F_R B_{j+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{d,j+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{s,j+1}] \cdot \cos(\alpha + \Delta\alpha). \end{aligned} \quad (5.23)$$

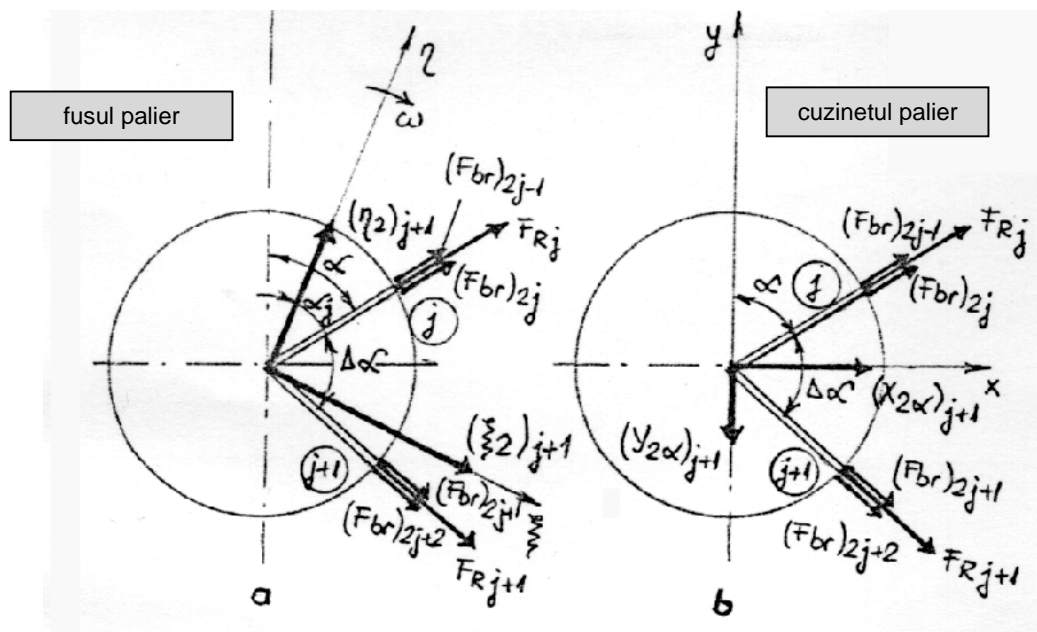


Fig.5.12

A treia categorie de for e care intervin în determinarea reac iunilor în lagărele palier o constituie for ele de iner ie ale contragreută ilor. Contragreută ile reprezintă mase adi ionale, plasate pe arborele cotit în prelungirea bra elor acestuia, în vederea mic orării for elor de iner ie produse de piesele cu mi care de rota ie i, implicit, a încărcării lagărele paliere.

Ac iunea acestor for e este similară cu cea prezentată anterior, dar studiul lor este efectuat separat, întrucât contragreută ile constituie principalul mijloc de influen are a mărimii i alurii de varia ie a for elor care încarcă lagărele palier.

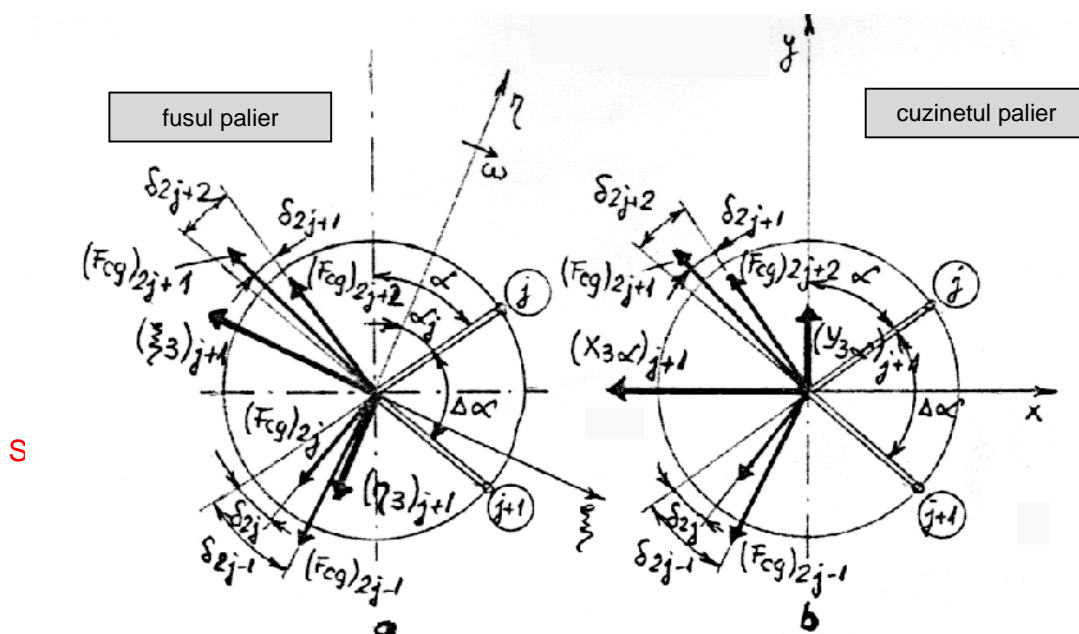


Fig.5.13

În cazul cel mai general, în prelungirea fiecărui bra al arborelui cotit se poate prevedea câte o contragreutate de masă m_{cgj} în centru de masă r_{cgj} , situat pe o rază care face, cu prelungirea axei bra ului, unghiul δ_j , măsurat în sens invers sensului de rotație al arborelui cotit (fig.5.13).

Fora de inerție produsă de o asemenea contragreutate este

$$(F_{cg})_j = m_{cgj} r_{cgj} \omega^2. \quad (5.24)$$

Forțele de inerție ale contragreutăților acționează asupra fusului palier ($j+1$) cu o reacțiune constantă ca mărime în direcție, precizată prin componentele ei pe sistemul mobil de coordonate $\xi O \eta$ (fig.5.13.a):

$$\begin{aligned} (\xi_3)_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \sin(\alpha_j - \delta_{2j-1}) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \sin(\alpha_j - \delta_{2j}) - \\ & - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+1}) - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+2}); \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} (\eta_3)_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \cos(\alpha_j - \delta_{2j-1}) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \cos(\alpha_j - \delta_{2j}) - \\ & - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+1}) - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+2}). \end{aligned} \quad (5.26)$$

Aceste forțe exercită, de asemenea, o acțiune asupra cuzinetului palier ($j+1$), constantă ca modul, care se rotește în jurul axei acestuia odată cu arborele cotit, precizată prin componentele ei pe sistemul fix de coordonate xOy (fig.5.13.b):

$$\begin{aligned} (X_{3\alpha})_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \sin(\alpha - \delta_{2j-1}) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \sin(\alpha - \delta_{2j}) - \\ & - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \sin(\alpha + \Delta\alpha - \delta_{2j+1}) - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \sin(\alpha + \Delta\alpha - \delta_{2j+2}); \end{aligned} \quad (5.27)$$

$$\begin{aligned} (Y_{3\alpha})_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \cos(\alpha - \delta_{2j-1}) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \cos(\alpha - \delta_{2j}) - \\ & - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \cos(\alpha + \Delta\alpha - \delta_{2j+1}) - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \cos(\alpha + \Delta\alpha - \delta_{2j+2}). \end{aligned} \quad (5.28)$$

Utilizând toate aceste relații, pot fi determinate, cu ajutorul expresiilor (5.8) și (5.9), reacțiunile totale care acționează asupra lagărului palier, iar – în final – mărimea și direcțiile forțelor rezultante. Algoritmul prezentat corespunde motoarelor în linie, algoritmul de determinare la motoarele în V fiind similar, dar mai complex.

INFORMAȚII SUPLIMENTARE¹

I.1. DETERMINAREA SOLICITĂRILOR LAG RELOR ARBORELUI COTIT LA MOTOARELE ÎN V

Cea mai complicată determinare a solicitărilor lag relor arborelui cotit se întâlnește la motoarele în V, cu biele alăturate. Pentru determinarea diagramei polare a unui lagăr oarecare ($j+1$), trebuie considerate contribuțiile manivelor j și ($j+1$). În figura I.1 sunt reperate pozițiile planurilor în care acționează forțele care determină reacțiunile în lagărul ($j+1$), iar în tabelul I.1 sunt prezentați coeficienții necesari calculului reacțiunilor în lagăre.

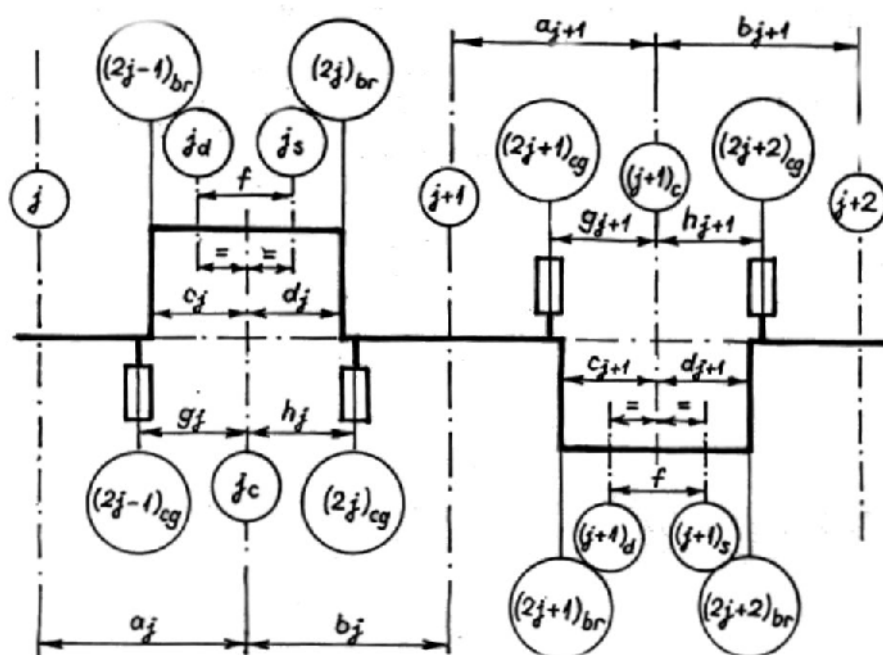


Fig.I.1

Tabelul I.1

Planul de acțiune al forței	Coeficient de reducere pentru calculul reacțiunii în lagărele		
	J	j+1	j+2
j_d	$A_{dj} = \frac{b_j + f/2}{a_j + b_j}$	$A_{dj+1} = \frac{a_j - f/2}{a_j + b_j}$	—
j_s	$A_{sj} = \frac{b_j - f/2}{a_j + b_j}$	$A_{sj+1} = \frac{a_j + f/2}{a_j + b_j}$	—

¹ Elementele prezentate în următoarele pagini au un caracter informativ, pentru completarea cunoștințelor referitoare la solicitările lag relor arborelui cotit la motoarele cu cilindri în V.

Tabelul I.1 (continuare)

Planul de acțiune al forței	Coeficient de reducere pentru calculul reacțiunii în lagărele		
	j	j+1	j+2
$(j+1)_d$	–	$B_{dj+1} = \frac{b_{j+1} + f/2}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$B_{dj+2} = \frac{a_{j+1} - f/2}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
$(j+1)_s$	–	$B_{sj+1} = \frac{b_{j+1} - f/2}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$B_{sj+2} = \frac{a_{j+1} + f/2}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
j_c	$C_{dj} = \frac{b_j}{a_j + b_j}$	$C_{dj+1} = \frac{a_j}{a_j + b_j}$	–
$(j+1)_c$	–	$C_{sj+1} = \frac{b_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$C_{sj+2} = \frac{a_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
$(2j-1)_{br}$	$E_{dj} = \frac{b_j + c_j}{a_j + b_j}$	$E_{dj+1} = \frac{a_j - c_j}{a_j + b_j}$	–
$(2j)_{br}$	$E_{sj} = \frac{b_j - d_j}{a_j + b_j}$	$E_{sj+1} = \frac{a_j + d_j}{a_j + b_j}$	–
$(2j+1)_{br}$	–	$F_{dj+1} = \frac{b_{j+1} + c_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$F_{dj+2} = \frac{a_{j+1} - c_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
$(2j+2)_{br}$	–	$F_{sj+1} = \frac{b_{j+1} - d_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$F_{sj+2} = \frac{a_{j+1} + d_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
$(2j-1)_{cg}$	$G_{dj} = \frac{b_j + g_j}{a_j + b_j}$	$G_{dj+1} = \frac{a_j - g_j}{a_j + b_j}$	–
$(2j)_{cg}$	$G_{sj} = \frac{b_j - h_j}{a_j + b_j}$	$G_{sj+1} = \frac{a_j + h_j}{a_j + b_j}$	–
$(2j+1)_{cg}$	–	$H_{dj+1} = \frac{b_{j+1} + g_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$H_{dj+2} = \frac{a_{j+1} - g_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$
$(2j+2)_{cg}$	–	$H_{sj+1} = \frac{b_{j+1} - h_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$	$H_{sj+2} = \frac{a_{j+1} + h_{j+1}}{a_{j+1} + b_{j+1}}$

Ca și în cazul motoarelor în linie, pentru a calcula reacțiunile din lagăr, este convenabil să se evalueze separat contribuția diferitelor categorii de forțe. Astfel, forțele care acționează în lungul axelor cilindrilor (forțele de presiune și forțele de inerție ale maselor cu mișcare de translație), corespunzătoare manivelor consecutive j și $(j+1)$, determină o reacțiune asupra fusului palier $(j+1)$. Această reacțiune este variabilă cu unghiul de manivelă α și este precizată prin componentele ei pe sistemul mobil de axe de coordonate $\xi O \eta$ (fig. I.2.a):

$$\begin{aligned}
 (\xi_{1\alpha})_{j+1} = & - \left[(Z_{B_{d\alpha}})_j A_{dj+1} + (Z_{B_{s\alpha}})_j A_{sj+1} \right] \cdot \sin \alpha_j + \\
 & + \left[(T_{d\alpha})_j A_{dj+1} + (T_{s\alpha})_j A_{sj+1} \right] \cdot \cos \alpha_j - \\
 & - \left[(Z_{B_{d\alpha}})_{j+1} B_{dj+1} + (Z_{B_{s\alpha}})_{j+1} B_{sj+1} \right] \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha) + \\
 & + \left[(T_{d\alpha})_{j+1} B_{dj+1} + (T_{s\alpha})_{j+1} B_{sj+1} \right] \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha);
 \end{aligned} \tag{I.1}$$

$$\begin{aligned}
 (\eta_{1\alpha})_{j+1} = & - \left[(Z_{B_{d\alpha}})_j A_{d,j+1} + (Z_{B_{s\alpha}})_j A_{s,j+1} \right] \cdot \cos \alpha_j - \\
 & - \left[(T_{d\alpha})_j A_{d,j+1} + (T_{s\alpha})_j A_{s,j+1} \right] \cdot \sin \alpha_j - \\
 & - \left[(Z_{B_{d\alpha}})_{j+1} B_{d,j+1} + (Z_{B_{s\alpha}})_{j+1} B_{s,j+1} \right] \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha) - \\
 & - \left[(T_{d\alpha})_{j+1} B_{d,j+1} + (T_{s\alpha})_{j+1} B_{s,j+1} \right] \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha).
 \end{aligned} \quad (1.2)$$

La rândul ei, acțiunea acestor for e asupra cuzinetului lagărului palier ($j+1$) este precizată prin componentele ei pe axele sistemului fix de coordonate xOy (fig.1.2.b):

$$\begin{aligned}
 (X_{1\alpha})_{j+1} = & \left[(F_{d\alpha})_j A_{d,j+1} - (F_{s\alpha})_j A_{s,j+1} + (F_{d\alpha})_{j+1} B_{d,j+1} - (F_{s\alpha})_{j+1} B_{s,j+1} \right] \sin \frac{\gamma}{2} + \\
 & + \left[(N_{d\alpha})_j A_{d,j+1} + (N_{s\alpha})_j A_{s,j+1} + (N_{d\alpha})_{j+1} B_{d,j+1} + (N_{s\alpha})_{j+1} B_{s,j+1} \right] \cos \frac{\gamma}{2};
 \end{aligned} \quad (1.3)$$

$$\begin{aligned}
 (Y_{1\alpha})_{j+1} = & - \left[(F_{d\alpha})_j A_{d,j+1} + (F_{s\alpha})_j A_{s,j+1} + (F_{d\alpha})_{j+1} B_{d,j+1} + (F_{s\alpha})_{j+1} B_{s,j+1} \right] \cos \frac{\gamma}{2} + \\
 & + \left[(N_{d\alpha})_j A_{d,j+1} - (N_{s\alpha})_j A_{s,j+1} + (N_{d\alpha})_{j+1} B_{d,j+1} - (N_{s\alpha})_{j+1} B_{s,j+1} \right] \sin \frac{\gamma}{2}.
 \end{aligned} \quad (1.4)$$

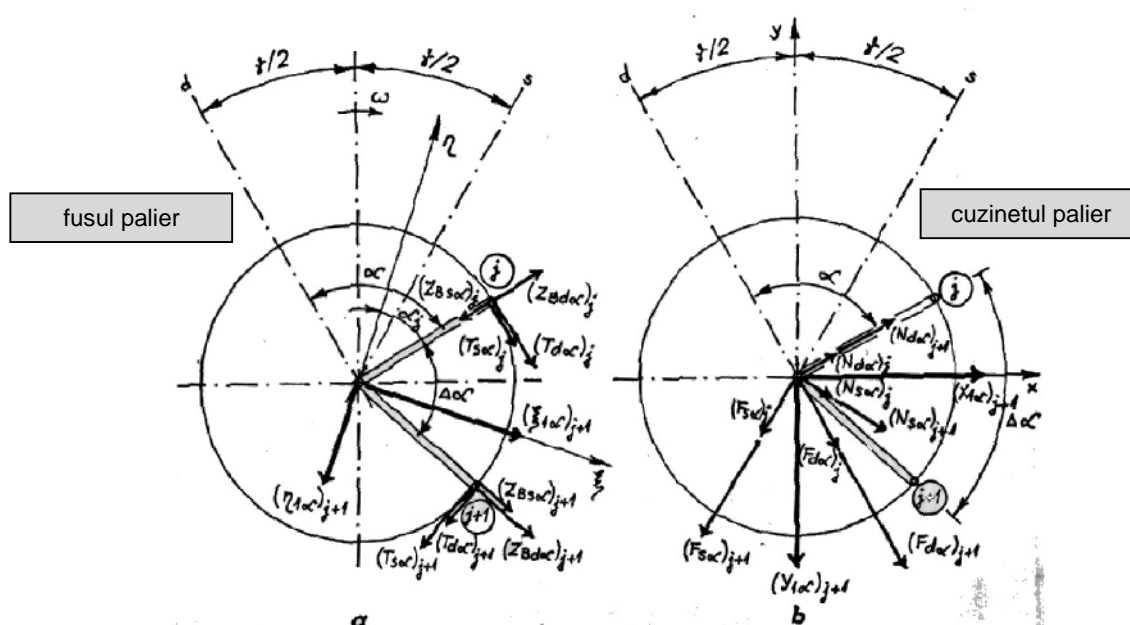


Fig.1.2

În relațiile (1.1...1.4), valorile for elor care acționează asupra manivelei se vor stabili în funcție de ordinea de aprindere, de unghiul de rotație α , de decalajul α_j al manivelei j față de manivela nr.1 (axa $O\eta$) și de decalajul $\Delta\alpha$ dintre manivela j și ($j+1$). Astfel, dacă în succesiunea aprinderilor cilindrul j_s urmează cilindrilor j_d după un decalaj unghiular $\Delta\psi$ [°RAC], corelația între forțele care acționează simultan asupra manivelei este

$$\begin{aligned}
 F_{d\alpha=\psi} &= F_{s\alpha=\psi-\Delta\psi}; & N_{d\alpha=\psi} &= N_{s\alpha=\psi-\Delta\psi}; \\
 Z_{Bd\alpha=\psi} &= Z_{Bs\alpha=\psi-\Delta\psi}; & T_{d\alpha=\psi} &= T_{s\alpha=\psi-\Delta\psi}.
 \end{aligned} \quad (1.5)$$

În mod analog, se stabilesc relații între toți cei 4 cilindri care determină reacțiuni în lagărul ($j+1$).

A doua categorie de for e care ac ionează asupra fusului palier o constituie for ele de iner ie ale maselor cu mi care de rota ie. Aceste mase sunt:

- masa fusului maneton m_m i masele aferente manetonului celor două biele articulate pe fus, care revin mi cării de rota ie a acestuia, $2m_{bm}$; aceste mase produc for a

$$F_R = F_{im} + F_{ibm} = -(m_m r_m + 2m_{bm} R) \cdot \omega^2, \quad (1.6)$$

ce poate fi considerată că lucrează în planul median al fiecărei manivele;

- masele bra elor m_{brj} , care produc for ele

$$(F_{br})_j = -m_{brj} r_{brj} \omega^2, \quad (1.7)$$

care ac ionează în planurile mediane $(2j)_{br}$ ale bra elor arborelui cotit.

Aceste for e se rotesc împreună cu arborele cotit i produc o reac iune asupra fusului palier $(j+1)$, constantă ca mărime i direc ie. Această reac iune este precizată prin componentele ei pe sistemul mobil de axe $\xi O \eta$ (fig.1.3.a):

$$\begin{aligned} (\xi_2)_{j+1} = & -[F_R C_{dj+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{dj+1} + (F_{br})_{2j} E_{sj+1}] \cdot \sin \alpha_j - \\ & -[F_R C_{sj+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{dj+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{sj+1}] \cdot \sin(\alpha_j + \Delta \alpha); \end{aligned} \quad (1.8)$$

$$\begin{aligned} (\eta_2)_{j+1} = & -[F_R C_{dj+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{dj+1} + (F_{br})_{2j} E_{sj+1}] \cdot \cos \alpha_j - \\ & -[F_R C_{sj+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{dj+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{sj+1}] \cdot \cos(\alpha_j + \Delta \alpha). \end{aligned} \quad (1.9)$$

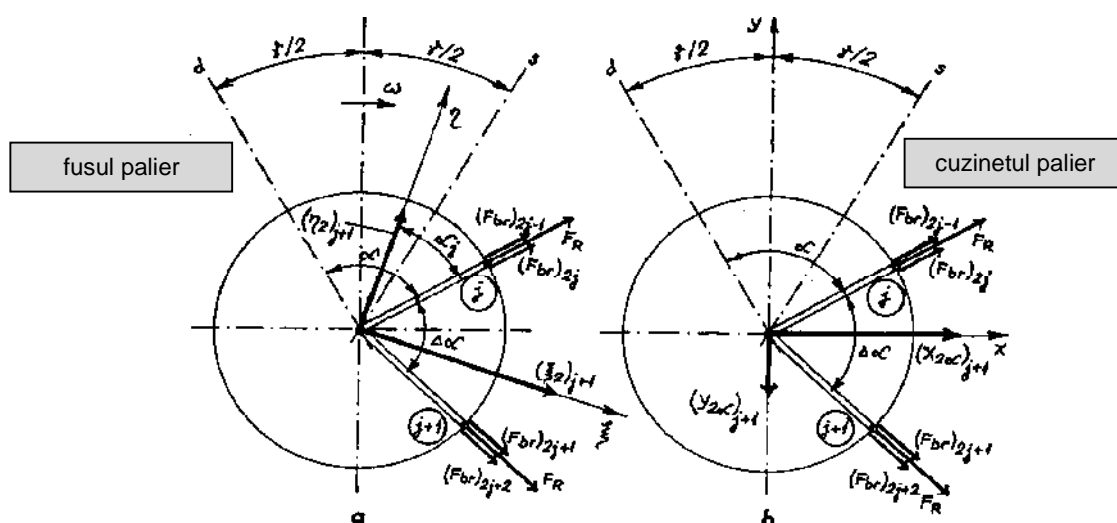


Fig.1.3

For ele de iner ie ale maselor cu mi care de rota ie exercită i o ac iune asupra cuzinetului palier $(j+1)$. Această ac iune este constantă ca modul, dar se rote te în jurul axei arborelui cotit. Ea este precizată prin componentele ei (variabile cu unghiul de rota ie α) pe sistemul fix de coordonate xOy (fig.1.3.b):

$$\begin{aligned} (X_{2\alpha})_{j+1} = & -[F_R C_{dj+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{dj+1} + (F_{br})_{2j} E_{sj+1}] \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) - \\ & -[F_R C_{sj+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{dj+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{sj+1}] \cdot \sin\left(\alpha + \Delta \alpha - \frac{\gamma}{2}\right); \end{aligned} \quad (1.10)$$

$$\begin{aligned} (Y_{2\alpha})_{j+1} = & -[F_R C_{dj+1} + (F_{br})_{2j-1} E_{dj+1} + (F_{br})_{2j} E_{sj+1}] \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) - \\ & -[F_R C_{sj+1} + (F_{br})_{2j+1} F_{dj+1} + (F_{br})_{2j+2} F_{sj+1}] \cdot \cos\left(\alpha + \Delta \alpha - \frac{\gamma}{2}\right). \end{aligned} \quad (1.11)$$

A treia categorie de for e luată în considerație în determinarea reacțiunilor în lagărele palier o constituie forțele de inerție ale contragreutăților. Valoarea lor se determină cu relația (5.24).

Forțele de inerție ale contragreutăților acționează asupra fusului palier ($j+1$) cu o reacțiune constantă ca mărime și direcție, precizată prin componentele ei pe sistemul mobil de coordonate $\xi O \eta$ (fig.1.4.a):

$$\begin{aligned} (\xi_3)_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \sin(\alpha_j - \delta_{2j-1}) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \sin(\alpha_j - \delta_{2j}) - \\ & - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+1}) - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \sin(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+2}); \end{aligned} \quad (I.12)$$

$$\begin{aligned} (\eta_3)_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \cos(\alpha_j - \delta_{2j-1}) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \cos(\alpha_j - \delta_{2j}) - \\ & - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+1}) - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \cos(\alpha_j + \Delta\alpha - \delta_{2j+2}). \end{aligned} \quad (I.13)$$

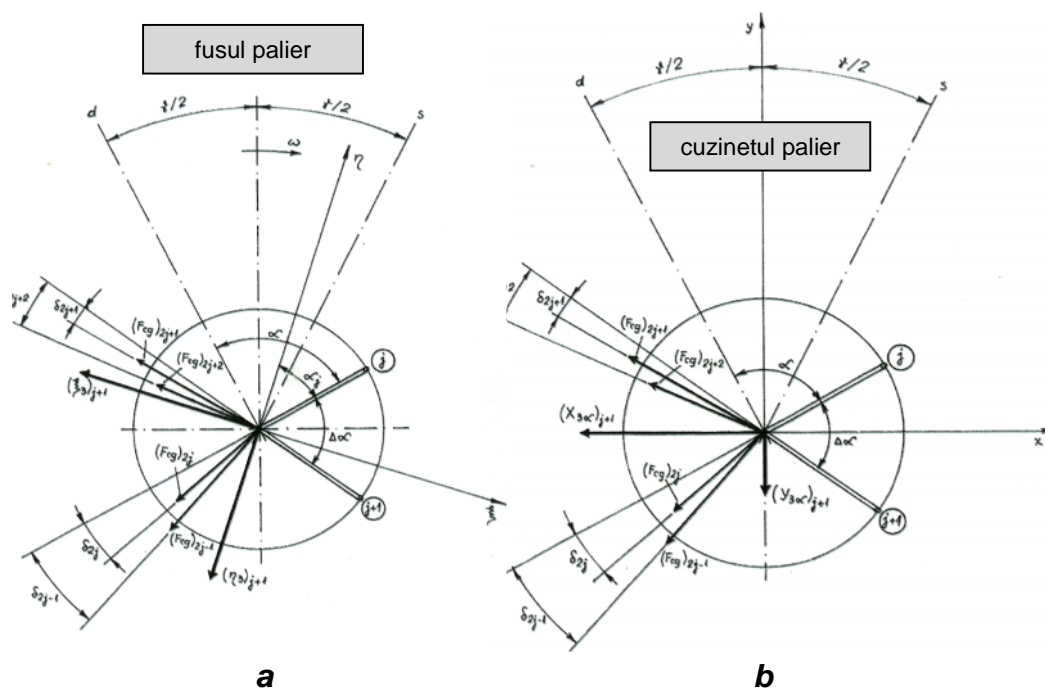


Fig.1.4

Aceste forțe exercită, de asemenea, o acțiune asupra cuzinetului palier ($j+1$), constantă ca modul, care se rotește în jurul axei acestuia odată cu arborele cotit, precizată prin componentele ei pe sistemul fix de coordonate xOy (fig.1.4.b):

$$\begin{aligned} (X_{3\alpha})_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j-1}\right) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \\ & \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j}\right) - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \sin\left(\alpha + \Delta\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j+1}\right) - \\ & - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \sin\left(\alpha + \Delta\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j+2}\right); \end{aligned} \quad (I.14)$$

$$\begin{aligned} (Y_{3\alpha})_{j+1} = & -(F_{cg})_{2j-1} G_{dj+1} \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j-1}\right) - (F_{cg})_{2j} G_{sj+1} \cdot \\ & \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j}\right) - (F_{cg})_{2j+1} H_{dj+1} \cdot \cos\left(\alpha + \Delta\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j+1}\right) - \\ & - (F_{cg})_{2j+2} H_{sj+1} \cdot \cos\left(\alpha + \Delta\alpha - \frac{\gamma}{2} - \delta_{2j+2}\right). \end{aligned} \quad (I.15)$$

Utilizând toate aceste relații, pot fi determinate, ca și în cazul mecanismelor motoare de tip normal, rezultantele forțelor care acționează asupra lagărului palier.

Algoritmul prezentat corespunde motoarelor în V, cu bieles alăturate (situația cea mai complicată). În cazul mecanismelor de tip articulat, cu bielă principală și bielă(e) secundară(e), se anulează cota f în calculul coeficienților din tabelul I.1 (v.fig.I.1 și 5.10) și se au în vedere variațiile diferite (între liniile de cilindri) ale forțelor care încarcă lagărele paliere. Anulându-se atât cota f , cât și toate forțele din linia stângă a motorului în V (cele notate cu indicele „s”), pot fi regăsite relațiile de calcul specifice motoarelor în linie.