DETERMINAREA ANALITICĂ A FORŢELOR ŞI MOMENTELOR CARE ACŢIONEAZĂ ÎN MECANISMUL MOTOR

1. FORŢELE CARE ACŢIONEAZĂ ÎN MECANISMUL MOTOR DE TIP NORMAL

Forţele totale care acţionează asupra pieselor mecanismului motor se determinã prin însumarea forţei de presiune cu forţele de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie, forţe care acţionează în lungul axei cilindrului:

$$F = F_p + F_{it} \text{ [N]}, \tag{4.1}$$

rezultând **forţa totalã *F***, dirijatã în lungul axei pistonului. Forţa de inerţie F_{it} a maselor cu mişcare de translaţie se obţine prin însumarea forţei de inerţie a grupului piston F_{ip} (rel.3.10), eventual a forţei de inerţie a capului de cruce F_{icc}(rel.3.11), precum şi a forţei de inerţie a masei bielei aferentă pistonului F_{ibp} (rel.3.19):

$$F_{it} = F_{ip} + F_{icc} + F_{ibp} = -\left(m_p + m_{tp} + m_{cc} + m_{bp}\right)\cdot a_p = -m_{it} R\omega^2 \cdot \left(cos\,\alpha + \lambda_d\ cos\,2\alpha\right) \text{ [N]}. \tag{4.2}$$

Această forţă variază periodic, direct proporţional cu acceleraţia pistonului, are perioada egalã cu o rotaţie completă a manivelei (360°RAC) şi sensul opus celui al acceleraţiei pistonului (fig.6.27).

Perioada de variaţie a forţei de presiune F_p (implicit, şi a forţei totale F) depinde de tipul ciclului de funcţionare. Ea este egalã cu două rotaţii complete ale manivelei (720°RAC) la motoarele în 4 timpi (fig.4.1.a) şi cu o rotaţie completã a manivelei (360°RAC) la motoarele în 2 timpi (fig.4.1.b). Prin convenţie, sensul pozitiv al forţelor F, F_p şi F_{it} se considerã acela în care acestea sunt dirijate către axa de rotaţie a arborelui cotit (fig.4.2).

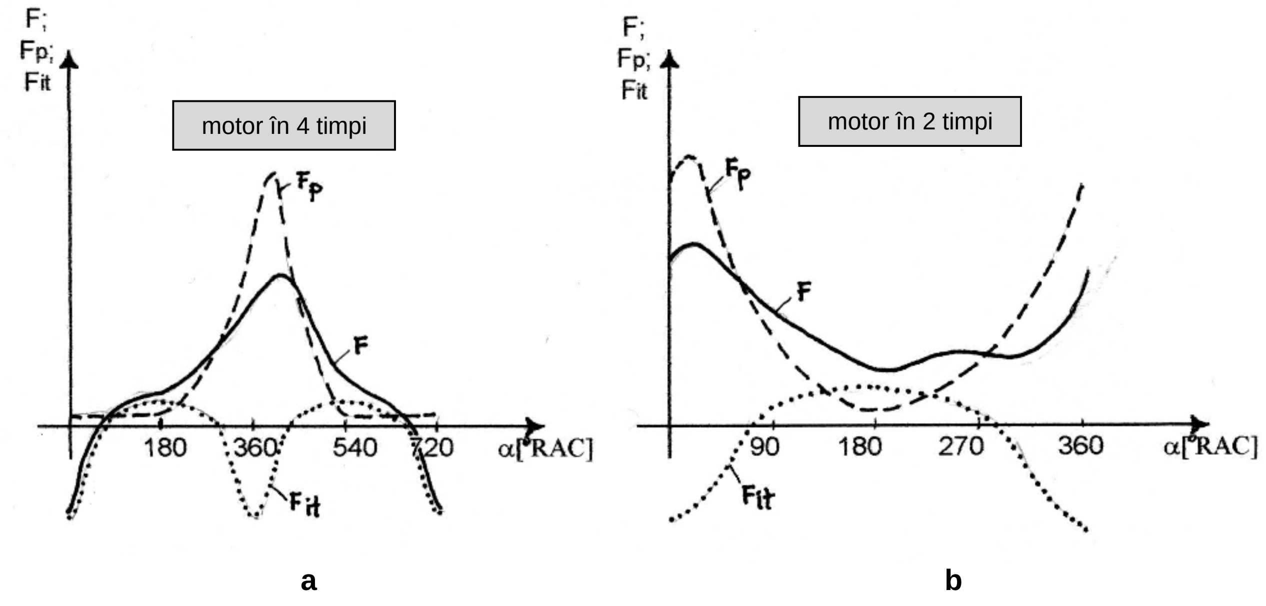


Fig.4.1

În cazul mecanismului de tip normal (fig.4.2), forţa totalã F se descompune într-o componentã longitudinalã B, care acţioneazã în lungul axei bielei:

$$B = \frac{F}{\cos\beta} \text{ [N]} \qquad (4.3)$$

şi o componentã normalã N, perpendicularã pe axa cilindrului, care aplicã pistonul pe suprafaţa interioarã a cilindrului:

$$N = F \cdot tg\beta \text{ [N].} \qquad (4.4)$$

Alurile curbelor de variaţie ale celor douã forţe sunt prezentate în figura 4.3. Prin convenţie, **forţa longitudinalã *B*** se considerã pozitivã atunci când solicitã biela la compresiune (este orientatã spre punctul de articulare cu manetonul), iar **forţa normalã *N*** este pozitivã atunci când produce un moment care tinde sã roteascã motorul în sens invers sensului de rotaţie al arborelui cotit (fig.4.2).

Translatând forţa B, în lungul axei bielei, pânã în punctul de articulaţie al acesteia cu manivela, se pot determina forţele cu care biela acţioneazã asupra manivelei (fig.4.2). Astfel, forţa B poate fi descompusã într-o componentã T, tangenţialã la traiectoria axei fusului maneton:

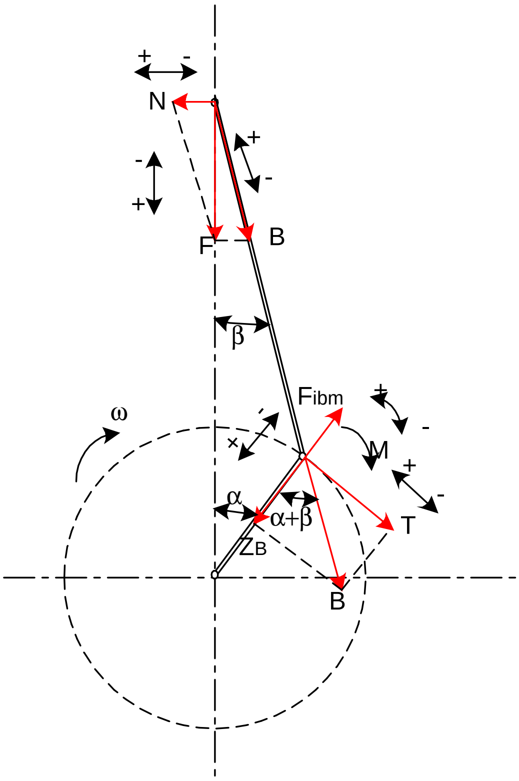
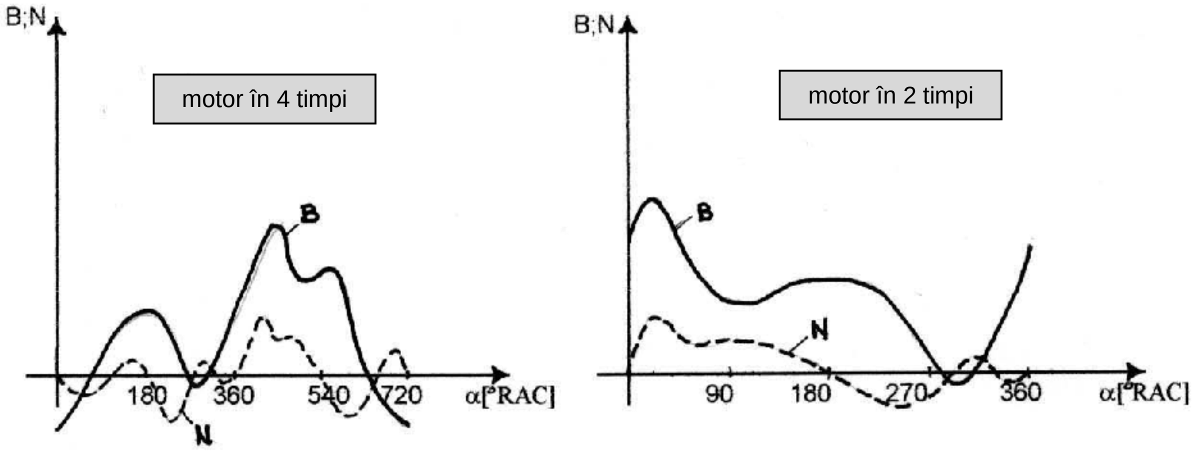


Fig.4.2

$$T = B \cdot \sin(\alpha+\beta) = F \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = F \cdot (\sin\alpha + \cos\alpha \cdot tg\beta) \text{ [N]} \qquad (4.5)$$

şi o componentã Z_B, care acţioneazã radial, în planul manivelei arborelui cotit:

$$Z_B = B \cdot \cos(\alpha+\beta) = F \cdot \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = F \cdot (\cos\alpha - \sin\alpha \cdot tg\beta) \text{ [N].} \qquad (4.6)$$



a　　　b

Fig.4.3

Alurile curbelor de variaţie ale forţelor T şi Z_B sunt prezentate în figura 4.4. Prin convenţie, **forţa tangenţialã *T*** se considerã pozitivã atunci când produce un moment care roteşte manivela în sensul de rotaţie al arborelui cotit, iar **componenta radialã Z_B a forţei longitudinale** este pozitivã atunci când este dirijatã cãtre axa de rotaţie a arborelui cotit (fig.4.2).

La nivelul articulaţiei cu manivela, biela acţioneazã şi cu forţa de inerţie F_{ibm}, corespunzãtoare masei bielei aferentã manetonului (fig.4.2). Aceastã forţã, definitã de relaţia

(3.20), acţionează pe aceeaşi direcţie cu forţa Z_B şi este dirijată în permanenţă în sens centrifug (fig.4.2). Prin urmare, în planul manivelei arborelui cotit, biela acţionează asupra fusului maneton cu o forţă radială totală:

$$Z = Z_B + F_{ibm} = F \cdot \frac{cos(\alpha+\beta)}{cos\,\beta} - m_{bm} \cdot R\omega^2 \text{ [N].} \tag{4.7}$$

Alura de variaţie a **forţei radiale *Z*** este identică cu cea a forţei Z_B, între ele existând în permanenţă decalajul F_{ibm} (fig.4.4).

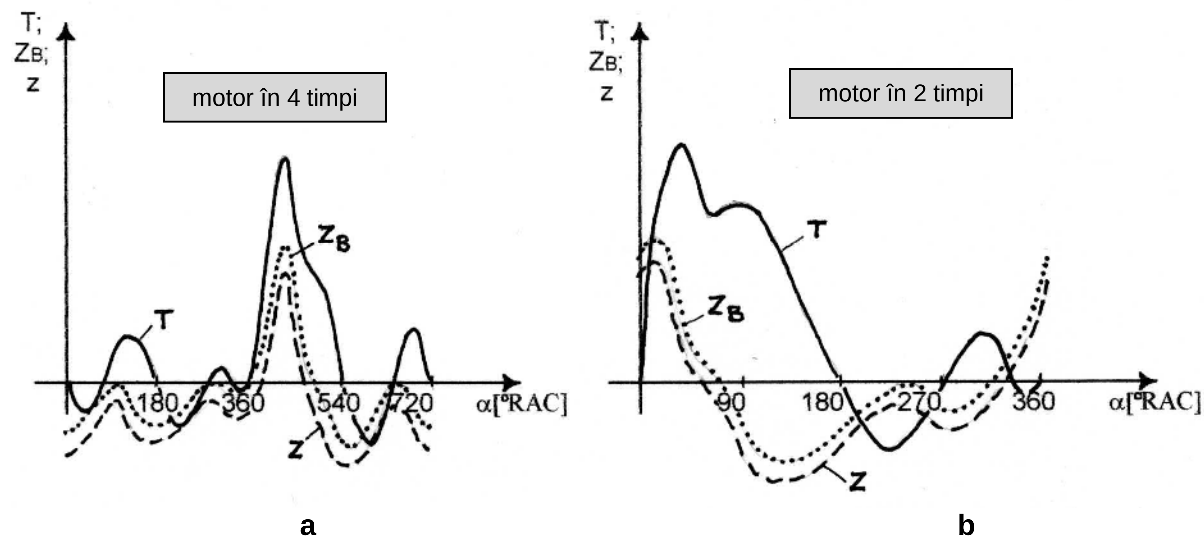


Fig.4.4

2. MOMENTELE MOTOARE

Forţa tangenţială *T* determină asupra manivelei, în raport cu axa de rotaţie a acesteia, un moment (fig.4.2) denumit **moment motor instantaneu**:

$$M = T \cdot R \text{ [daNm].} \tag{4.8}$$

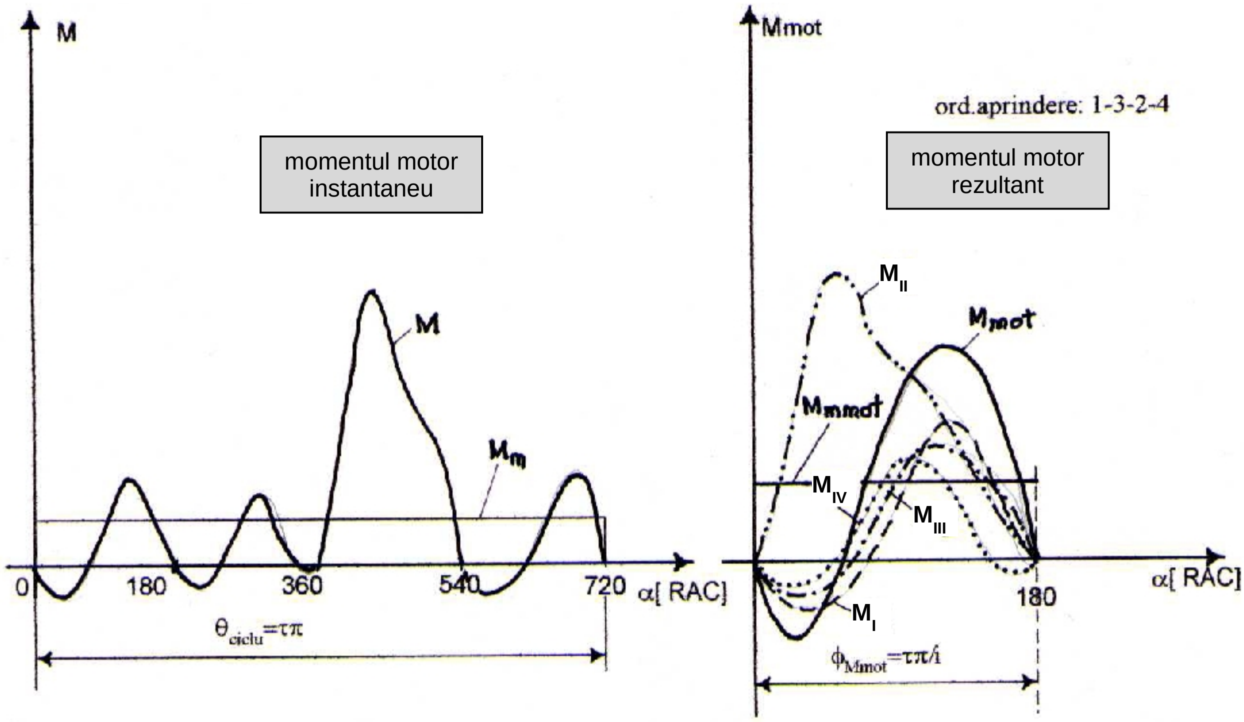
Alura de variaţie a acestui moment este similară cu cea a forţei tangenţiale *T* şi, pentru un motor în 4 timpi, această variaţie este reprezentată în figura 4.5.a.

Elementul de arie cuprins între curba de variaţie a momentului şi axa absciselor reprezintă lucrul mecanic elementar produs în cilindrul considerat, iar energia mecanică totală produsă de un cilindru într-un ciclu de funcţionare este reprezentată de aria totală netă cuprinsă între curba de variaţie a momentului şi axa absciselor (fig.4.5.a):

$$W_{ciclu} = \int_0^{\theta_{ciclu}} M d\alpha = \int_0^{\tau\pi} M d\alpha \text{ [J].} \tag{4.9}$$

Momentul motor instantaneu mediu M_m reprezintă momentul ipotetic, de valoare constantă, care produce în intervalul unui ciclu o energie egală cu cea produsă de momentul real variabil *M* (fig.4.5.a), fiind precizat de relaţia

$$M_m = \frac{1}{\tau\pi} \int_0^{\tau\pi} M d\alpha \text{ [Nm].} \tag{4.10}$$



a **b**

Fig.4.5

Determinarea valorii momentului motor mediu M_m se poate realiza prin planimetrarea diagramei de variaţie a acestuia. Pentru calculele uzuale, în urma determinării analitice a variaţiei M=f(α), momentul motor mediu M_m poate fi considerat ca fiind egal cu media aritmetică a valorilor calculate:

$$M_m = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} M_j \text{ [Nm]}, \tag{4.11}$$

unde $N=\theta_{ciclu}/\Delta\alpha$ este numărul de valori M_j calculate cu relaţia (4.8). Eroarea de apreciere este cu atât mai redusã, cu cât intervalul $\Delta\alpha$ dintre douã valori calculate este mai mic.

La motoarele policilindrice, **momentul motor rezultant *M*** se determinã prin însumarea momentelor produse de fiecare cilindru în parte. Pentru efectuarea acestei însumări, este necesar sã se ţinã seama de decalajele unghiulare care separã funcţionarea cilindrilor, care, de obicei, se aleg egale între ele. Pentru un asemenea motor, denumit motor cu aprinderi uniform repartizate, uniformitatea momentului motor rezultant este maximã, iar perioada de variaţie a acestuia este

$$\Phi_{Mmot} = \frac{\theta_{ciclu}}{i} = \frac{180\cdot\tau}{i} \text{ [°RAC]}. \tag{4.12}$$

Această însumare este exemplificatã în figura 4.5.b, pentru un motor în 4 timpi, cu 4 cilindri. Fiecare cilindru produce un moment având o alurã de variaţie identicã cu cea a cilindrului considerat ca origine, însã decalatã în raport cu aceasta cu intervalul $\Phi_{Mmot} = 4\pi/i = \pi$, în funcţie de ordinea de aprindere.

Determinarea valorilor instantanee ale momentului rezultant M_{mot} este posibilã aşadar cu relaţia

$$M_{mot}(\alpha) = \sum_{k=1}^{i} M_{(\alpha+(k-1)\Phi_{Mmot})} \text{ [Nm]}. \tag{4.13}$$

La rândul sãu, **momentul motor rezultant mediu $M_{m\ mot}$** se poate determina ca şi în cazul motorului monocilindric:

$$M_{m_{mot}} = \frac{1}{\Phi_{M_{mot}}} \int_0^{\Phi_{M_{mot}}} M_{mot}\, d\alpha = \frac{i}{\tau\pi} \int_0^{\tau\pi} M d\alpha = i \cdot M_m \text{ [Nm].} \tag{4.14}$$

Şi în acest caz, el poate fi considerat şi ca medie aritmeticã a celor Q valori M_{mot} calculate:

$$M_{m_{mot}} = \frac{1}{Q} \sum_{q=1}^{Q} M_{mot_q} = \frac{i}{N} \sum_j M_j = i \cdot M_m \text{ [Nm].} \tag{4.15}$$

În cazurile extrem de rare ale motoarelor cu aprinderi neuniform repartizate, momentul motor rezultant se determinã în mod similar, considerând decalajele unghiulare diferite care separã funcţionarea cilindrilor. La aceste motoare, perioada de variaţie $\Phi_{M_{mot}}$ este mai mare decât ($\tau\pi/i$), iar uniformitatea momentului este mai redusã decât în cazul motoarelor cu aprinderi uniform repartizate.

INFORMAŢII SUPLIMENTARE[1]

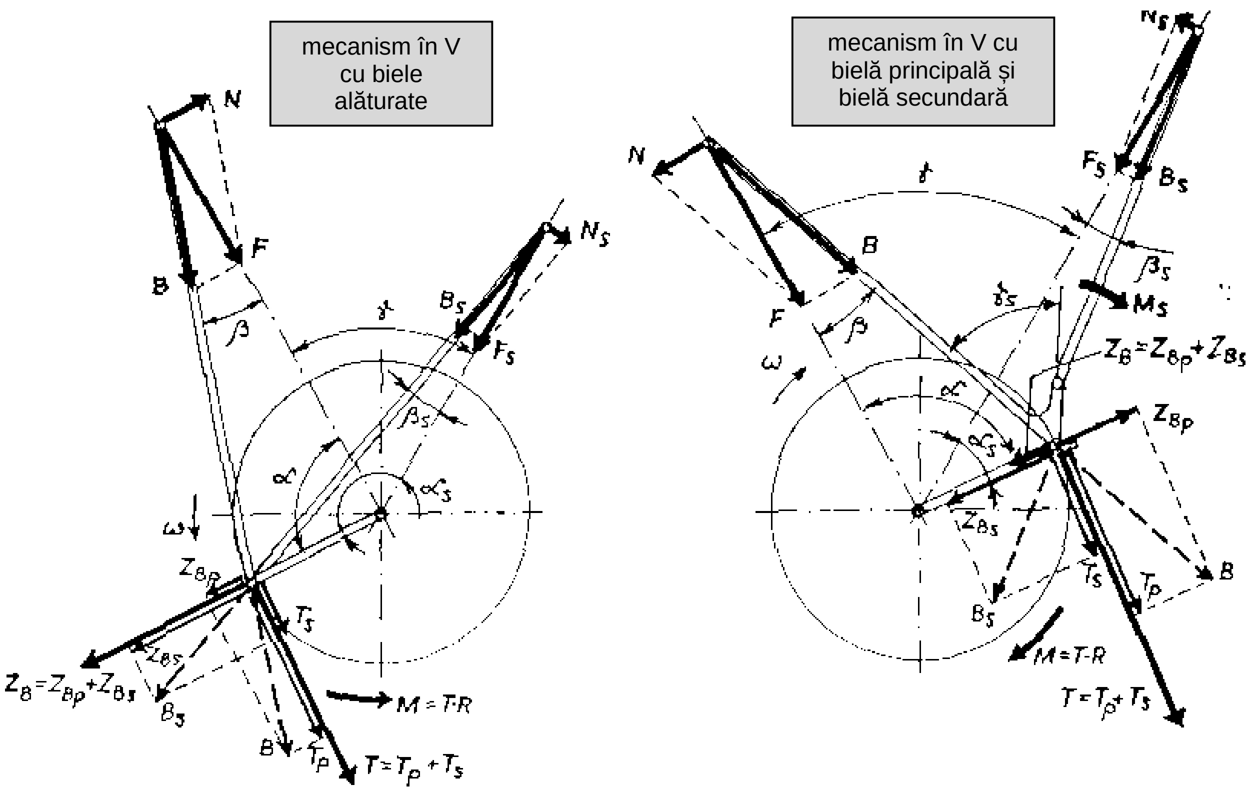
I.1. FORŢELE CARE ACŢIONEAZÃ ÎN MECANISMUL MOTOR ÎN V

În cazul motoarelor cu cilindrii dispuşi în V, se utilizeazã, de regulã, mecanisme cu biele alãturate (fig.4.6.a) sau mecanisme cu bielã principalã şi bielã secundarã (fig.4.6.b). În primul caz, forţele care acţioneazã asupra pistonului (*F, B* şi *N*) au variaţii identice în cele douã linii de cilindri. Valorile instantanee sunt decalate în funcţie de decalajul unghiular dintre aprinderi ($\pm\gamma$ sau $2\pi\pm\gamma$). În cel de-al doilea caz, datoritã cinematicii diferite, cele trei categorii de forţe vor avea variaţii diferite. Forţele F_s, B_s şi N_s, care acţioneazã asupra pistonului articulat cu biela secundarã, se determinã cu relaţii similare relaţiilor (4.1), (4.3) şi (4.4) ale forţelor F_p, B_p şi N_p din ambielajul principal:

$$F_s = F_{ps} + F_{its} = F_{ps} - m_{its} R\omega^2 \cdot \left[A \cdot cos(\alpha_s + \phi) + B \cdot cos(2\alpha_s - \theta)\right] \text{ [N]}; \qquad (I.1)$$

$$B_s = \frac{F_s}{cos\beta_s} \text{ [N]}; \qquad (I.2)$$

$$N_s = F_s \cdot tg\beta_s \text{ [N]}. \qquad (I.3)$$



a b

Fig.I.1

[1] Elementele prezentate în următoarele pagini au un caracter informativ, pentru completarea cunoștințelor referitoare la dinamica mecanismelor bielă-manivelă ale motoarelor în V.

Forţa B_s, cu care biela secundarã acţionează asupra fusului maneton (în cazul bielelor alãturate) sau asupra capului bielei principale (pentru mecanismul cu bielã principalã şi bielã secundarã) determinã o componentã tangenţialã T_s, una radialã Z_{Bs} şi un moment M_s :

$$T_s = B_s \cdot sin(\alpha_s + \beta_s) = F_s \cdot \frac{sin(\alpha_s + \beta_s)}{cos\,\beta_s} \text{ [N]}; \tag{I.4}$$

$$Z_{Bs} = B_s \cdot cos(\alpha_s + \beta_s) = F_s \cdot \frac{cos(\alpha_s + \beta_s)}{cos\,\beta_s} \text{ [N]}; \tag{I.5}$$

$$M_s = B_s r \cdot sin[(\beta_s - \beta) + (\gamma_s - \gamma)] \text{ [Nm]}. \tag{I.6}$$

Momentul M_s, cu care biela secundarã acţionează asupra corpului bielei principale, exercitã un efect de amplificare sau de diminuare a forţei normale N_p, cu care pistonul articulat cu biela principalã este aplicat pe suprafaţa cilindrului. Din această cauzã, la motoarele cu cilindrii dispuşi în V, biela secundarã se plasează înaintea celei principale, în raport cu sensul de rotaţie al arborelui cotit; se obţine astfel diminuarea valorii maxime a forţei normale N_p.

Forţele totale, cu care mecanismul cu biele alãturate sau mecanismul cu bielã principalã şi bielã secundarã acţionează asupra manivelei, se calculează prin însumarea algebricã a forţelor tangenţiale şi radiale pe care le determinã cele douã biele (fig.I.1):

$$T = T_p + T_s = F_p(\alpha) \cdot \frac{sin(\alpha + \beta)}{cos\,\beta} + F_s(\alpha_s) \cdot \frac{sin(\alpha_s + \beta_s)}{cos\,\beta_s} \text{ [N]}; \tag{I.7}$$

$$Z_B = Z_{Bp} + Z_{Bs} = F_p(\alpha) \cdot \frac{sin(\alpha + \beta)}{cos\,\beta} + F_s(\alpha_s) \cdot \frac{sin(\alpha_s + \beta_s)}{cos\,\beta_s} \text{ [N]}; \tag{I.8}$$

$$Z = Z_B + F_{ir} = Z_B - m_{bm} \cdot R\omega^2 \text{ [N]}, \tag{I.9}$$

unde masa bielelor corespunzãtoare mişcãrii de rotaţie m_{bm} se obţine prin însumarea celor douã mase ale bielei aferente manetonului (la mecanismul cu biele alãturate) sau cu ajutorul relaţiei 3.26 (la mecanismul cu bielã principalã şi bielã secundarã).

Relaţiile (I.7) şi (I.8) pun în evidenţã necesitatea considerãrii decalajului unghiular care separã funcţionarea celor doi cilindri.