

6.4. Elemente de calcul al punții din față

Calculul de rezistență al punții din față cuprinde determinarea forțelor ce acționează asupra punții și a solicitărilor în elementele componente.

6.4.1. Determinarea forțelor ce acționează asupra punții din față

Considerînd cazul punților motoare, schema de încărcare pentru cele patru regimuri caracteristice de încărcare este prezentată în figura 6.41. Din figură se observă că forțele sînt analoage cu cele care acționează asupra punții din spate (v. fig. 5.52); de aceea, în continuare, se scriu direct valorile lor în funcție de regimul de deplasare.

Regimul tracțiunii. Reacțiunile normale sînt:

$$Z_{Rs} = Z_{Rd} = \frac{G_1 m_1}{2}, \quad (6.42)$$

unde: G_1 este reacțiunea statică pe cale orizontală la puntea din față;
 m_1 — coeficientul de încărcare dinamică a punții din față:
 — pentru automobilele cu puntea motoare în față:

$$m_1 = \frac{L \cos \alpha}{L + \varphi h_g} < 1; \quad (6.43)$$

390

Pentru puntea din spate

Sarcina statică pe puntea din spate: $G_2 = \frac{a \cdot G_a}{2}$

m_2 — coeficient de încărcare dinamică a punții motoare în demaraj

— la automobile 4×2 cu puntea motoare în spate: $m_2 = \frac{L \cdot \cos \alpha_p}{L - \varphi \cdot h_g}$

— pentru automobile 4×4 : $m_2 = \frac{\cos \alpha_p \cdot (a + \varphi \cdot h_g)}{a}$

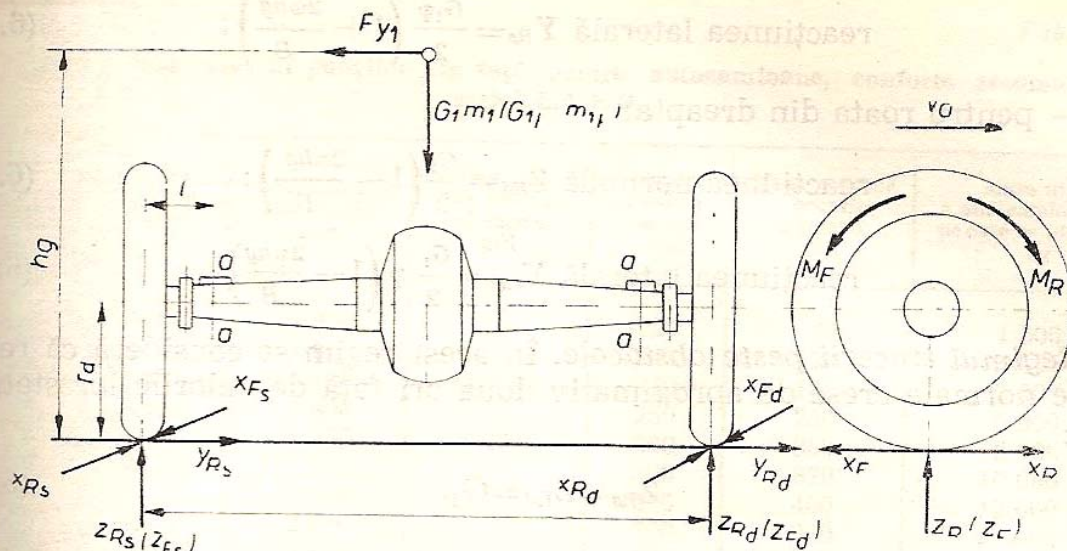


Fig. 6.41. Schema de încărcare a punții din față rigide nemotoare pentru cele patru regimuri caracteristice de mișcare.

— pentru automobilele cu tracțiune integrală:

$$m_1 = \frac{\cos \alpha (b - \varphi h_g)}{b} < 1. \quad (6.45)$$

Reacțiunile tangențiale în funcție de posibilitățile de tracțiune ale motorului sînt:

$$X_{Rs} = X_{Rd} = \frac{M_{micv} i_o \eta_t}{r_d} \cdot \frac{\lambda}{1 + \lambda}. \quad (6.46)$$

Dacă se face calculul în funcție de aderența roților,

$$X_{Rs} = X_{Rd} = Z_{Rs} \cdot \varphi, \quad (6.47)$$

unde $\varphi = 0,7 \dots 0,8$ reprezintă coeficientul de aderență al roților.

Regimul frînării. Reacțiunile normale sînt:

$$Z_{Fs} = Z_{Fd} = \frac{G_1 \cdot m_{1F}}{2}, \quad (6.48)$$

unde m_{1F} este coeficientul de încărcare dinamică la frînarea punții din față:

$$m_{1F} = \frac{\cos \alpha (b + \varphi h_g)}{b} > 1. \quad (6.49)$$

Reacțiunile tangențiale date de frînarea pînă la limita de aderență ($\varphi = 0,7 \dots 0,8$) sînt:

$$X_{Fs} = X_{Fd} = Z_{Fs} \cdot \varphi. \quad (6.50)$$

Regimul derapării. Asemănător punților din spate, datorită compo-
nentei F_{y1} a forței laterale, reacțiunile diferă pentru partea stîngă și
dreaptă:

— pentru roata din stînga:

$$\text{reacțiunea normală } Z_{Rs} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2 \varphi h_g}{B} \right); \quad (6.51)$$

$$\text{reacțiunea laterală } Y_{Rs} = \frac{G_1 \varphi}{2} \left(1 + \frac{2\varphi hg}{B} \right); \quad (6.12)$$

— pentru roata din dreapta:

$$\text{reacțiunea normală } Z_{Rd} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi hg}{B} \right); \quad (6.13)$$

$$\text{reacțiunea laterală } Y_{Rd} = \frac{G_1}{2} \varphi \left(1 - \frac{2\varphi hg}{B} \right). \quad (6.14)$$

Regimul trecerii peste obstacole. În acest regim se consideră că reacțiunile normale cresc de aproximativ două ori față de valorile lor statice, adică:

$$Z_{Rs} = Z_{Rd} = G_1. \quad (6.15)$$

6.4.2. Calculul carterului punții din față rigide motoare

Calculul carterului punții din față rigide motoare se face asemănător calculului carterului punții din spate cu arbori planetari total descărcați de momentul încovoietor și ghidare prin arcuri în foi (v. tabelele 5.12 și 5.13). Forțele din tabelul 5.13 se înlocuiesc cu forțele determinate mai sus.

6.4.3. Calculul grinzii punții din față rigide nemotoare

Calculul pentru grinda punții se efectuează după indicațiile din paragraful 6.4.2, pentru regimul frinării, regimul derapării și regimul trecerii peste obstacole.

Deoarece momentul încovoietor în planul vertical ($M_{iv} = Z_{Rd}l$) este mai mare decât cel din planul orizontal ($M_{ih} = X_{Rd}l$, $Z_{Rd} > X_{Rd} = Z_{Rs}$ și, pentru obținerea de eforturi unitare egale la cele două sollicitări este recomandată utilizarea unei grinzi profilate cu secțiunea de dublu T.

Pentru secțiunea dublu T (fig. 6.42), modulele de rezistență la încovoiere și torsiune sînt:

$$W_{iv} = \frac{BH^3 - bF^3}{6H}; \quad (6.16)$$

$$W_{ih} = \frac{(H-b)B^3 + b(F-b)^3}{6b}; \quad (6.17)$$

$$W_t = \frac{1,3}{3} F^2 (2B + b). \quad (6.18)$$

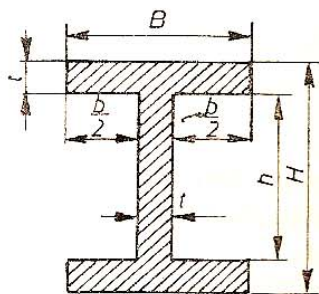


Fig. 6.42. Secțiunea grinzii punții din față.

Pentru materialele utilizate, se recomandă eforturile admisibile: $\sigma_a = 300 - 250 \text{ N/mm}^2$ și $\tau_{at} = 300 \text{ N/mm}^2$.

În tabelul 6.4 sînt dați parametri constructivi ai punților din față rigide pentru automobile, conform recomandărilor seriei tip C.A.E.R.

Parametrii constructivi ai punților din față pentru autocamioane, conform recomandărilor seriei C.A.E.R.

Categorie	Masa statică pe sol, kg	Ecartamentul (orientativ) mm	Unghiul maxim de braț al roților grd	Garda maximă la sol mm	Masa maximă proprie a punții, kg	Masa utilă a autocamioanelor pe care se utilizează kg
I	1 000	1 600	40	220	80	1 500
II	1 650	1 600		245	120	1 500
III	1 800	1 700		240	130	3 000
IV	2 700	1 800		250	250	5 000
V	5 000	1 950		260	350	8 000
VI	6 000	1 950		300	370	10 000
VII	6 000	2 050		400	400	12 000
VIII	16 000	2 800		700	1 200	27 000
IX	23 000	2 800		725	1 900	40 000
X	31 000	3 150		760	2 200	60 000

6.4.4. Calculul fuzetei

Schema de calcul a fuzetei este reprezentată în figura 6.43.

Calculul de rezistență al fuzetei se face pentru trei regimuri de deplasare ale automobilului, și anume: regimul frînării, regimul derapării și regimul trecerii peste obstacole. Dacă puntea este și motoare, reacțiunea tangențială $X_{Rs}=X_{Rd}$ este totdeauna mai mică decât reacțiunea tangențială de frînare $X_{Fs}=X_{Fd}$, deoarece $m_1 < m_{1F}$:

$$X_{Rs} = \frac{G_1}{2} m_1 < \frac{G_1}{2} m_{1F} = X_{Fs}. \quad (6.59)$$

Deci și pentru punțile motoare calculul este suficient în cele trei regimuri arătate mai sus.

Față de axa fuzetei, reacțiunile roții cu calea, în regimurile de deplasare considerate, se reduc la rezultantele Z_{Fs} (Z_{Rs}), Y_{Rs} , X_{Fs} și momentele reactive M'_y și M'_F .

Secțiunea periculoasă se consideră secțiunea $a-a$ la distanța c față de planul median al roții.

Regimul frînării. În acest regim fuzeta se calculează la încovoiere, momentul încovoietor fiind dat de relația:

$$M_i = c \sqrt{X_{Fs}^2 + Z_{Fs}^2} = c Z_{Fs} \sqrt{1 + \varphi^2}, \quad (6.60)$$

unde X_{Fs} și Z_{Fs} sînt date de relațiile (6.48), respectiv (6.50).

Efortul unitar efectiv la încovoiere, este:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i}, \quad (6.61)$$

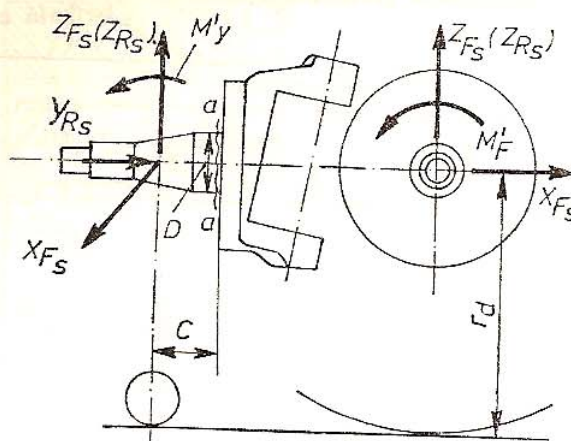


Fig. 6.43. Schemă de calcul a fuzetei.

unde: $W_i \approx 0,1 D^3$ — pentru fuzetele punților nemotoare; $W_i = \frac{(D^2 - d^2)}{32D}$ — pentru fuzetele punților motoare; D, d — diametrele exterior și interior ale fuzetei în secțiunea $a-a$.

Regimul derapării. Considerînd deraparea spre stînga (v. fig. 6.41), cele două fuzete vor fi solicitate în secțiunea $a-a$ la încovoiere de următoarele momente:

— pentru fuzeta din stînga:

$$M_{is} = Z_{Rs}c - M'_y = Z_{Rs}c - Y_{Rs}r_d \quad (6.62)$$

— pentru fuzeta din dreapta:

$$M_{id} = Z_{Rd}c + M'_y = Z_{Rd}c + Y_{Rd}r_d, \quad (6.63)$$

unde $Z_{Rs}, Y_{Rs}, Z_{Rd}, Y_{Rd}$, sînt date respectiv de relațiile (6.51 ... 6.54).

Efortul unitar efectiv la încovoiere este:

$$\sigma_i = \frac{(M_{is}, M_{id})_{max}}{W_i} \quad (6.64)$$

Regimul trecerii peste obstacole. Momentul încovoiitor de calcul pentru acest regim este:

$$M_i = Z_{Rs}c, \quad (6.65)$$

unde Z_{Rs} este dat de relația (6.55), rezultînd un efort unitar efectiv

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i}. \quad (6.66)$$

Pentru eforturile unitare efective se recomandă ca limite admisibile valorile:

$$\sigma_{ai} = 450 - 600 \text{ N/mm}^2.$$

În tabelul 6.5 sînt cuprinse distanțele recomandate între rulmenți în funcție de sarcina verticală ce revine roții.

Tabelul 6.5

Distanțele recomandate între cei doi rulmenți ai roții din față, în funcție de sarcina verticală ce revine roții

Autoturisme		Autocamioane	
$\frac{G_1}{2}, \text{ kg}$	Distanța între rulmenți, mm	$\frac{G_1}{2}, \text{ kg}$	Distanța între rulmenți, mm
200	50	500	75
250	60	750	80
300	65	1 000	90
350	70	1 500	105
450	75	2 000	120
500	80	2 500	125
		3 000	130
		3 500	150

6.4.5. Calculul pivotului

Schema de calcul a pivotului este reprezentată în figura 6.44. Pentru calculul pivotului este necesar să se determine în cele trei regimuri reacțiunile R_1 și R_2 ce acționează în punctele 1 și 2 de articulare ale fuzetei cu pivotul.

Regimul frînării. Forța $Z_{Fs}=Z_{Fd}$ se reduce față de axa pivotului la o rezultantă Z_{Fs} , preluată de rulment (sau lagăr cu alunecare), și la un moment $Z_{Fs}a$, echilibrat în punctele 1 și 2 de reacțiunile:

$$F_{11}=F_{12}=Z_{Fs} \frac{a}{c}; \quad (6.67)$$

Forța de frinare $X_{Fs}=X_{Fd}$ este echilibrată de reacțiunile:

$$F_{21} = \frac{X_{Fs}f}{c}; \quad (6.68)$$

$$F_{22} = \frac{X_{Fs}e}{c}, \quad (6.69)$$

Momentul reactiv $M'_F=X_{Fs}r_d$ este echilibrat de cuplul forțelor:

$$F_{31}=F_{32}=X_{Fs} \frac{r_d}{c}, \quad (6.70)$$

Forța de frinare care acționează asupra fuzetei la brațul a tinde să o rotească în jurul pivotului cu un moment $M=X_{Fs}a$. Acest moment este echilibrat de forța F_4 , din bara de direcție, dată de relația:

$$F_4=X_{Fs} \frac{a}{l}. \quad (6.71)$$

Ca rezultat al acțiunii forței F_4 , între pivot și fuzetă apar reacțiunile:

$$F_{41}=F_4 \frac{n}{c}; \quad (6.72)$$

$$F_{42}=F_4 \frac{k}{c}. \quad (6.73)$$

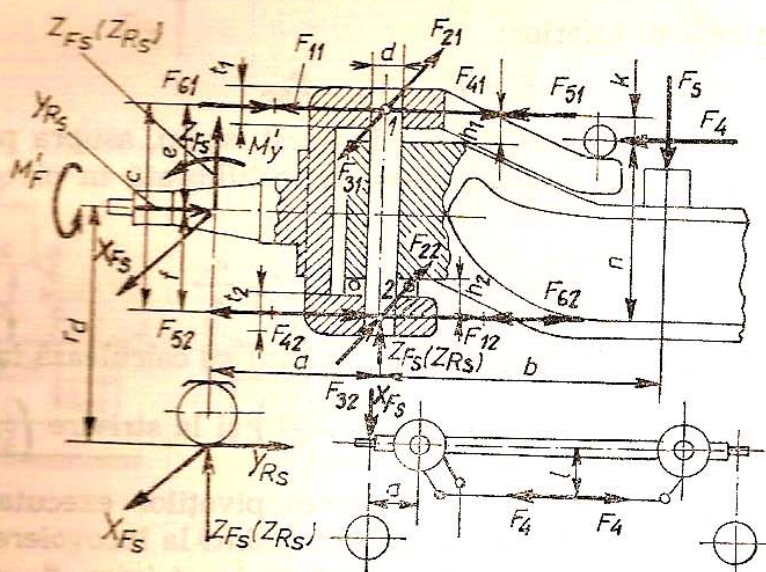


Fig. 6.44. Schema de calcul a pivotului.

Dacă se însumează aceste forțe, ținând seama de sensurile lor, se obțin rezultatele:

— pentru lagărul superior 1:

$$R_1 = \sqrt{(F_{11} - F_{41})^2 + (F_{31} - F_{21})^2}; \quad (6.74)$$

— pentru lagărul inferior 2:

$$R_2 = \sqrt{(F_{12} + F_{42})^2 + (F_{32} + F_{22})^2}, \quad (6.75)$$

Din relațiile (6.74) și (6.75) se observă că la fuzete simetrice în raport cu axul lor ($e=f$), $R_1 < R_2$, adică partea de sus este mai puțin sollicitată decât cea de jos. Pentru a se realiza încărcări specifice egale în cele două brațe de articulare ale fuzetei, lățimile t_1 și t_2 sînt inegale, și anume $t_1 < t_2$. Acest lucru se realizează și printr-o alegere adecvată a cotelor e și f .

Regimul derapării. Pentru acest regim, forța verticală Z_R este echilibrată în pivot de următoarele forțe:

$$F_{11} = F_{12} = Z_R \frac{a}{c}, \quad (6.76)$$

Forța laterală Y_R este echilibrată de forțele:

$$F_{51} = Y_R \frac{f}{c}; \quad F_{52} = Y_R \frac{e}{c}. \quad (6.77)$$

Momentul respectiv $M'_y = Y_R r_d$ este echilibrat de forțele:

$$F_{61} = F_{62} = Y_R \frac{r_d}{c}. \quad (6.78)$$

Observații. $X_R = X_{Rs}$; $Y_R = Y_{Rs}$ — pentru partea stîngă și $X_R = X_{Rd}$; $Y_R = Y_{Rd}$ pentru partea dreaptă (relațiile 6.51 ... 6.54).

Rezultantele acestor forțe sînt:

— pentru lagărul superior:

$$R_1 = F_{11} - F_{61} + F_{51}, \quad (6.79)$$

— pentru lagărul inferior:

$$R_2 = F_{12} - F_{52} - F_{62}. \quad (6.80)$$

Regimul trecerii peste obstacole. În acest regim, asupra punții acționează numai reacțiunea verticală $Z_{Rs} = Z_{Rd}$ echilibrată în pivot de cuplul forțelor:

$$R_1 = R_2 = F_{11} = F_{12} = Z_{Rs} \frac{a}{c}. \quad (6.81)$$

Cu rezultatele R_1 și R_2 determinate, pivotul se calculează la încovoiere

$$\left(\sigma_{i1(2)} = \frac{R_1(2) \cdot h_1(2)}{0,1 \cdot d^3} \right), \text{ la forfecare } \left(\tau_{f1(2)} = \frac{4R_1(2)}{d^2} \right) \text{ și la strivire } \left(\sigma_{s1(2)} = \frac{R_1(2)}{t_{1(2)}d} \right),$$

Eforturile admisibile la dimensionarea pivoților executați din oțeluri aliate de cimentare sau de îmbunătățire sînt: la încovoiere $\sigma_{at} = 500 - 600 \text{ N/mm}^2$; la forfecare $\tau_{af} = 50 \text{ N/mm}^2$ și la strivire $\sigma_{as} = 30 \text{ N/mm}^2$.

5.4.2. Calculul arborilor planetari

Arborii planetari sînt solicitați la torsiune (de momentul motor transmis de diferențial) și încovoiere, funcție de modul de montare al butucului roții.

Deoarece forțele care acționează asupra roții motoare sînt dependente de regimul de deplasare al automobilului, calculul arborilor planetari se face pentru patru regimuri caracteristice de mișcare: regimul tracțiunii, regimul frînării, regimul derapării și regimul trecerii peste obstacole.

Schema forțelor și momentelor care acționează asupra punții motoare din spate pentru cele patru regimuri este reprezentată în figura 5.49.

Regimul tracțiunii este caracterizat de acțiunea forței $m_2 G_2$ din partea cadrului sau caroseriei și a forțelor Z_{Rs} , Z_{Rd} și X_{Rs} , X_{Rd} din partea căii de rulare.

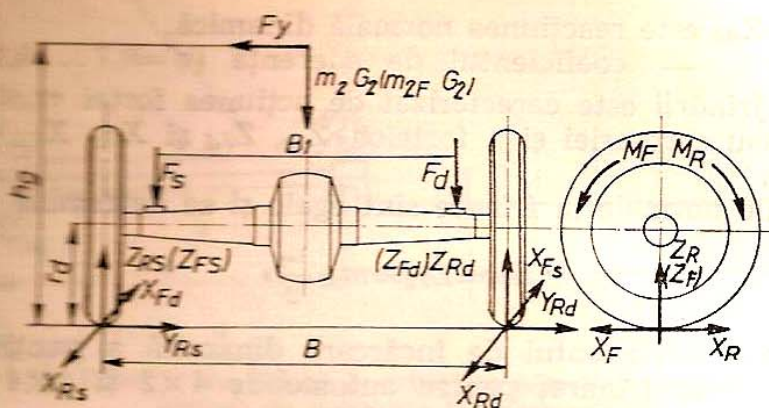


Fig. 5.49. Schema forțelor și a momentelor care acționează asupra punții motoare din spate.

Reacțiunile normale Z_{Rs} și Z_{Rd} în acest regim sint egale și se determină cu relația:

$$Z_{Rs} = Z_{Rd} = m_2 \frac{G_2}{2}, \quad (5.48)$$

în care:

G_2 este sarcina statică pe cale orizontală la puntea din spate;
 m_2 — coeficientul de încărcare dinamică a punții motoare la demaraj.

Pentru automobilele 4×2, cu puntea motoare în spate:

$$G_2 = \frac{a}{2} G_a ; m_2 = \frac{L \cos \alpha}{L - \varphi \cdot h_g}, \quad (5.49)$$

iar pentru automobilele 4×4:

$$G_2 = \frac{a}{2} G_a ; m_2 = \frac{\cos \alpha (a + \varphi h_g)}{a}, \quad (5.50)$$

unde:

G_a este greutatea automobilului;
 a și b — coordonatele longitudinale ale centrului de greutate;
 L — ampatamentul automobilului;
 h_g — înălțimea centrului de greutate al automobilului;
 φ — coeficientul de aderență (se consideră $\varphi = 0,7 \dots 0,8$);
 α — unghiul de inclinare al drumului.

Reacțiunile tangențiale X_{Rs} și X_{Rd} sint egale și corespund momentului maxim transmis roților motoare de diferențial;

$$X_{Rs} = X_{Rd} = \frac{M_{M_{ce1}} \cdot i_0}{r_d} \cdot \frac{\lambda}{1 + \lambda}, \quad (5.51)$$

unde: r_d este raza dinamică a roților motoare (pentru calcule $r_d = r_r$, unde r_r este raza de rulare).

În cazul automobilelor cu mai mult de o punte motoare, cînd repartizarea momentului pe punți nu este precis determinată, reacțiunile tangențiale se calculează pornind de la aderența roților cu calea, folosind relația:

$$X_{Rs} = X_{Rd} = Z_{Rs} \varphi, \quad (5.52)$$

în care: $Z_{Rs}=Z_{Rd}$ este reacțiunea normală dinamică;

φ — coeficientul de aderență ($\varphi=0,7 \dots 0,8$).

Regimul frînării este caracterizat de acțiunea forței $m_{2F}G_2$ din partea cadrului sau caroseriei și a forțelor Z_{Fs} , Z_{Fd} și X_{Fs} , X_{Fd} din partea căii de rulare.

Reacțiunile normale la frînare sînt egale și se determină din relația:

$$Z_{Fs}=Z_{Fd}=m_{2F} \frac{G_2}{2} \quad (5.53)$$

în care m_{2F} este coeficientul de încărcare dinamică a punții din spate la frînare; pentru automobile 4×2 și 4×4 cu ambele punți frînate

$$m_{2F} = \frac{\cos \alpha (a - \varphi h_g)}{a} \quad (5.54)$$

Reacțiunile tangențiale la frînare X_{Fs} , X_{Fd} se consideră egale și limitate la aderența dintre roți și cale:

$$X_{Fs}=X_{Fd}=Z_{Fs} \varphi, \quad (5.55)$$

unde φ este coeficientul de aderență ($\varphi=0,7 \dots 0,8$).

Regimul derapării (sau regimul deplasării cu reacțiuni laterale maxime). În acest caz, asupra punții acționează din partea cadrului sau caroseriei componenta statică a greutății automobilului ce revine punții din spate G_2 și componenta forței laterale F_y , iar din partea căii reacțiunile normale Z_{Rs} , Z_{Rd} și laterale Y_{Rs} , Y_{Rd} .

Din condiția de echilibru a punții se obțin pentru reacțiunile normale expresiile:

$$Z_{Rs} = \frac{G_2}{2} + F_y \frac{h_g}{B}; \quad (5.56)$$

$$Z_{Rd} = \frac{G_2}{2} + F_y \frac{h_g}{B}. \quad (5.57)$$

Valoarea maximă a reacțiunilor laterale este limitată de aderența roților cu calea, deci:

$$Y_{Rs}=Z_{Rs} \varphi \quad \text{și} \quad Y_{Rd}=Z_{Rd} \varphi. \quad (5.58)$$

$$\text{Dar } F_y=Y_{Rs}+Y_{Rd}=(Z_{Rs}+Z_{Rd})\varphi=G_2 \varphi. \quad (5.59)$$

Înlocuind expresia forței laterale dată de relația (5.59) în relațiile (5.56), (5.57) și (5.58) se obțin pentru reacțiunile normale ale căii expresiile:

$$Z_{Rs} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi h_g}{B} \right); \quad Z_{Rd} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi h_g}{B} \right); \quad (5.60)$$

$$Y_{Rs} = \frac{G_2 \varphi}{2} \left(1 + \frac{2\varphi h_g}{B} \right); \quad Y_{Rd} = \frac{G_2 \varphi}{2} \left(1 - \frac{2\varphi h_g}{B} \right), \quad (5.61)$$

în care: B este ecartamentul punții; $\varphi=0,7 \dots 0,8$ — coeficientul de aderență.

Regimul trecerii peste obstacole este un regim caracteristic deplasării pe drumuri cu neregularități, cînd asupra punții acționează sarcini dinamice verticale de valori importante. Mărimea acestor sarcini dina-

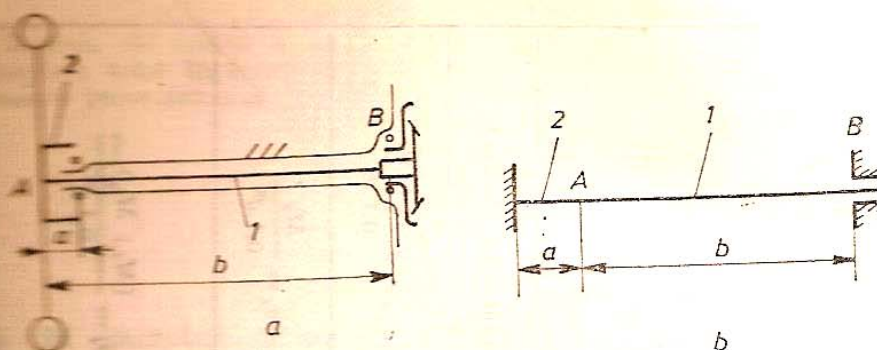


Fig. 5.50. Schema de calcul a arborilor planetari parțial încărcăți de momente încovoietoare.

care (care depinde de înălțimea obstacolului, viteza de deplasare, calitatea suspensiei) se apreciază printr-un coeficient δ , definit de relația:

$$\delta = \frac{Z_R}{G_2} = 2, \quad (5.62)$$

$$Z_{Rs} = Z_{Rd} = \frac{G_2}{2} \quad \delta = G_2. \quad (5.63)$$

Calculul arborilor planetari total descărcați de momente încovoietoare. Pentru acest caz de montare, arborii planetari sînt solicitați în regiunea tracțiunii, la răsucire de momentul:

$$M_R = X_R r_d, \quad (5.64)$$

unde $X_R = X_{Rs} = X_{Rd}$ sînt determinate de relația (5.51) sau (5.52).

Efortul unitar de torsiune este dat de relația:

$$\tau_t = \frac{M_R}{W_t} = \frac{X_R \cdot r_d}{0,2 d^3}, \quad (5.65)$$

unde d este diametrul arborelui planetar.

Calculul arborilor planetari parțial încărcăți de momente încovoietoare (fig. 5.50). Dacă se consideră continuitate în punctul A de îmbinare a flanșei arborelui planetar 1 cu butucul 2 și momentul de inerție al secțiunii arborelui egal cu al butucului, schema de calcul din figura 5.50, a este echivalentă cu grinda static nedeterminată din figura 5.50, b.

Dacă în punctul A se transmite o forță radială R (fig. 5.51, a), reacțiunile din lagărele B și C sînt date de relațiile:

$$M_B = \frac{Ra^2b}{(a+b)^2}; \quad M_C = \frac{Rab^2}{(a+b)^2}; \quad (5.66)$$

$$R_B = \frac{R(a+3b)a^2}{(a+b)^3}; \quad R_C = \frac{R(3a+b)b^2}{(a+b)^3}. \quad (5.67)$$

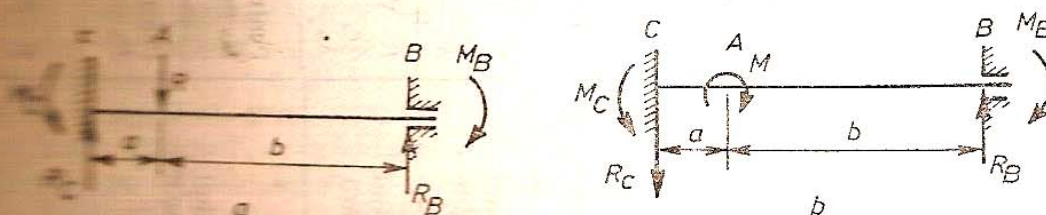


Fig. 5.51. Determinarea reacțiunilor din lagărele arborilor planetari parțial încărcăți de momente încovoietoare.

Ca și în cazul punților din față rigide, la dimensionare se au în vedere și condițiile de gardă la sol, ecartament, bracăj al roților de direcție etc. În tabelul 12.2 se prezintă caracteristicile punților din față cu suspensie independentă a roților, recomandate de seria tip C.A.E.R., pentru autocamioane și autobuze [52].

Tabelul 12.2

Parametri constructivi ai punților din față cu roți independente pentru autocamioane și autobuze, conform recomandărilor seriei tip CAER-

Categorie	Masa statică pe sol kg	Ecartamentul orientativ mm	Unghiul maxim de bracăj al roților grd.	Garda minimă la sol mm	Masa proprie maximă a punții kg	UTILIZAREA	
						Pe autocamioane cu masă utilă de kg	Pe autobuze cu lungimea de m
I	1 000	1 600	40	250	120	1 500	—
II	1 560	1 600	40	275	160	1 500	—
III	2 200	1 900	45	300	200	—	7,0
IV	3 500	1 950	45	300	300	—	8,5
V	4 200	1 950	45	330	360	—	9,5
VI	6 000	2 000	50	350	380	—	11
VII	9 000	2 050	35	370	1 150	16 000	16,5

Coefficientul $m_1 = 1,2 \dots 1,4$ autoturisme; $1,4 \dots 1,6$ autocamioane și autobuze.