

ASPECTE PRIVIND SIGURANȚA TRANSPORTĂRII ECHIPAMENTELOR INDUSTRIALE AGABARITICE. STABILITATEA TRANSVERSALĂ A MIȘCĂRII VEHICULELOR PENTRU TRANSPORTARE ȘI A PLATFORMELOR ÎNCĂRCATE

SAFETY ASPECTS REGARDING THE TRANSPORTATION OF OVERSIZED INDUSTRIAL EQUIPMENT. THE TRANSVERSAL STABILITY OF THE MOVEMENT OF VEHICLES FOR TRANSPORTATION AND FOR LOADED PLATFORMS

Mihai STĂTESCU¹, Radu I. IATAN², Ion DURBACĂ²,
Luminița Georgiana ENĂCHESCU²

¹ SPEC Engineering and Construction SRL

² Universitatea Politehnica din București, Romania, Departamentul Echipamente pentru
Procese Industriale
E-mail: iatan.radu@gmail.com

Rezumat. *Articolul studiază condițiile pentru asigurarea stabilității transversale a mișcării vehiculelor pentru tractare a echipamentelor mecanice industriale, de tipul vehiculelor cu pneuri sau cu șenile. În același sens se are în vedere și stabilitatea transversală a platformelor încărcate, deplasabile pe calea ferată sau pe șosele. În cadrul studiului se au în vedere atât caracteristicile geometrice ale vehiculelor, masele acestora, caracterul drumului parcurs, prezența sau nu a forței dezvoltate de încărcătură, respectiv efectul sarcinilor eoliene, rezistente sau favorizante, precum și caracterul mișcării (accelerată sau frânată). Sunt precizate condițiile de răsturnare a vehiculelor în cazul unor pante cu înclinare redusă, caz în care se fac aproximările adecvate.*

Cuvinte cheie: *autovehicule cu pneuri, autovehicule cu șenile, stabilitate transversală a mișcării*

Summary. *The article studies the conditions for ensuring the transverse stability of the movement of vehicles for towing industrial mechanical equipment, such as vehicles with tires or with tracks. In the same time, it is also considered the transverse stability of the loaded platforms, moving on the train rails or on the roads. The study considers both the geometrical characteristics of the vehicles, their masses, the character of the road traveled, the presence or not of the force developed by the load, respectively the effect of the wind loads, as well as the movement character (either accelerated or braked). The conditions for the overturning of vehicles in the case of slopes with reduced inclination are specified, in which case, the appropriate approximations are made.*

Key words: *vehicles with tires, tracked vehicles, transverse stability of the movement.*

1. INTRODUCERE

Siguranța funcționării corecte a echipamentelor mecanice, în general, și cu atât mai mult a celor din industriile de proces, ridică un cumul de probleme, nu ușor de atins. Astfel de structuri, cu mase și gabarite impresionante, în unele cazuri, care procesează substanțe la presiuni scăzute, medii sau înalte și temperaturi cu valori mici sau mari, cu agresivitate chimică sau mecanică apreciabile, ridică aspecte deosebite începând de la concepere, proiectare, fabricare, transportare,

punere în operă și asigurarea stabilității procesului fizico-chimic corespunzător [1 – 11]. Una dintre etapele între fabricare și punerea în operă a echipamentelor agabaritice, nu de puține ori dificilă, condiționată de caracteristicile geometrice ale vehiculelor, masele acestora, caracterul drumului parcurs, prezența sau nu a forței dezvoltate de încărcătură, respectiv efectul sarcinilor eoliene, rezistențe sau favorizante, precum și caracterul mișcării (accelerată sau frânată) [12 – 20]. Pentru siguranța echipamentului transportat este necesar să se respecte, cu strictețe, toate prevederile care să asigure stabilitatea atât în direcția longitudinală a deplasării, cât și în direcție transversală (cazul de față), atât pentru vehiculul trăgător, cât și pentru platforma încărcată.

2. STABILITATEA TRANSVERSALĂ A AUTOVEHICULELOR

Aceasta se manifestă prin derapare (luncări laterale) sau răsturnare laterală (în jurul liniei care unește punctele de contact ale roților de pe aceeași parte) în viraje, sub acțiunea forței centrifuge, pe drumuri rectilinii cu înclinare transversală, pe drumuri în curbă, înclinate spre exteriorul curbei. De remarcat, că acțiunea laterală a vântului poate conduce, de asemenea, la pierderea stabilității transversale a autovehiculelor.

2. 1. Mersul în curbă al autovehiculelor cu roți

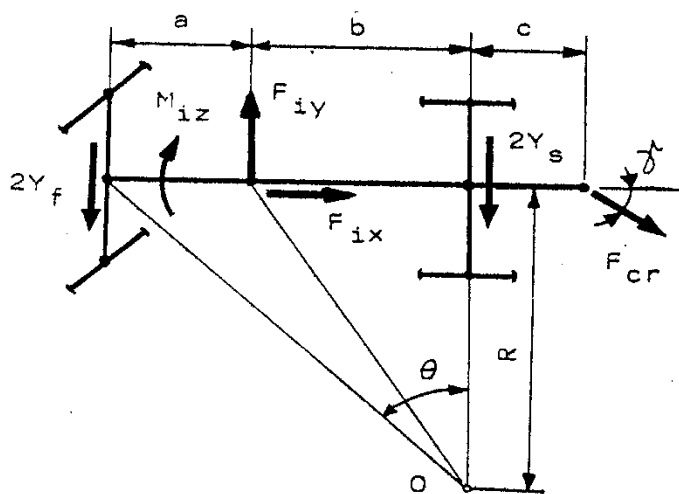


Fig. 1. Sarcinile exterioare dezvoltate asupra autovehiculelor cu deplasare în curbe [16, 19]

În mișcarea neuniformă și curbilinie a autovehiculelor, cu variații ale unghiului de virare, se dezvoltă forțe de inerție datorite masei autovehiculului și momente datorite inerției maselor în mișcare de rotație (fig. 1) [18, 21]:

$$F_{ix} = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{dv}{dt} - b \cdot \frac{v^2}{R^2} \right); \quad F_{iy} = \frac{G}{g \cdot R} \cdot \left(v^2 + b \cdot \frac{dv}{dt} \right); \quad M_{iz} = \frac{G}{g} \cdot \frac{\rho_z^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (1)$$

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
stabilitatea transversală a mișcării vehiculelor pentru transportare și a platformelor încărcate

unde R este raza de virare a punctului central al osiei din spate, m ; ρ_z - raza de girație a masei autovehiculului, în raport cu axa normală la drum, cu originea în centrul de masă/greutate al autovehiculului ($\rho_z = \sqrt{I_{az} \cdot g / G}$), m ; I_{az} - momentul de inerție al autovehiculului în raport cu axa normală pe calea de rulare, trecând prin centrul de masă, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; G - greutatea autovehiculului, N ; g - accelerația gravitației, m / s^2 ; M_{iz} - momentul în raport cu axa verticală din centrul de masă (datorită mișcării variate și inerției maselor cu mișcare de rotație, care caută în timpul virării să rotească autovehiculul în jurul centrului său de masă), $N \cdot m$; F_{ix} , F_{iy} - componentele forței de inerție în raport cu axa orizontală în lungul axei autovehiculului și axa perpendiculară pe aceasta, N ; F_{cr} - forța la cârlig, N ; γ - unghiul dintre axa longitudinală a autovehiculului și direcția forței la cârlig, radiani; v - viteza de deplasare, m / s ; a , b - distanțele de la punțile față și spate la centrul de masă al autovehiculului, m ; c - distanța de la osia spate până la cârligul de prindere a remorcii/semiremorcii, m ; t - timpul, s .

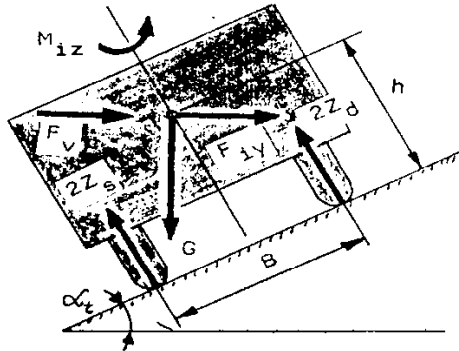


Fig. 2. Sarcini exterioare care pot produce pierderea stabilității transversale a autovehiculelor [18].

Notă: În cazul mișcării cu viteză constantă, $dv/dt = 0$, iar relațiile (1) se adaptează corespunzător.

În cazul staționării autovehiculului, *coeficientul de siguranță* este definit ca raport între momentul încovoietor de stabilitate și cel de răsturnare, scris sub forma (fig. 2) [16]:

$$c_s = 0,5 \cdot G \cdot B / (F_v \cdot h), \quad (2)$$

considerând ca dăunătoare acțiunea forței vântului (în locul acesteia poate interveni forța centrifugă; în situația unor atare transporturi viteza de deplasare fiind mică, valoarea acesteia poate fi neglijată). În egalitatea (2) cu B a fost notată distanța dintre axele roților (ecartament), m ; h - distanța de la centrul de masă al autovehiculului și suprafața drumului, m . În funcție de înclinarea transversală a drumului, notată cu α_t , momentul de stabilitate scade până se anulează atunci când verticala centrului de masă trece prin punctul de contact B , dintre pneu și cale. Înclinarea maximă

a drumului în această situație are expresia $(\alpha_t)_{max} = arctg(0,5 \cdot B/h)$. Pe de altă parte stabilitatea transversală este asigurată și de aderența laterală a pneurilor.

Neținând seama de deformarea laterală a pneurilor, raza de virare R este dată de relația:

$$R = (a + b) / \tan \theta, \quad (3)$$

unghiul θ având vârful în centrul de virare, radiani (fig. 1).

Datorită înclinării transversale a drumurilor, în curbe, valorile reacțiunilor normale la roțile din dreapta și la cele din stânga ale autovehiculelor (fig. 2), în sensul de mers, vor fi diferite. Din condițiile de echilibru dinamic față de punctele de reazem ale roților pe drum rezultă expresiile reacțiunilor normale sub forma [16, 19]:

$$Z_d = \frac{h}{2 \cdot B} \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] + \frac{1}{4} \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \sin \alpha_t + G \cdot \cos \alpha_t \right]; \quad (4)$$

$$Z_s = -\frac{h}{2 \cdot B} \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] + \frac{1}{4} \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \sin \alpha_t + G \cdot \cos \alpha_t \right], \quad (5)$$

unde F_v este forța laterală a vântului, considerată cu semnul plus conform figurii 2, N ; B - ecartamentul autovehiculului, m ; α_t - unghiul de înclinare transversală a drumului; Z_s , Z_d - reacțiunile normale din stânga și din dreapta traseului, în sensul de mișcare (fig. 2), N .

Pentru aflarea reacțiunilor transversale (fig. 1) se va exprima condiția de echilibru dinamic al momentelor încovoietoare în jurul punctelor mijlocii ale osiilor din față și din spate, obținându-se:

$$Y_f = \frac{b \cdot \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] + c \cdot F_{cr} \cdot \sin \gamma + M_{iz}}{2 \cdot (a + b)}; \quad (6)$$

$$Y_s = \frac{a \cdot \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] - (a + b + c) \cdot F_{cr} \cdot \sin \gamma - M_{iz}}{2 \cdot (a + b)}, \quad (7)$$

unde γ este unghiul dintre direcția forței la cârlig și axa autovehiculului.

Notă : Pentru determinarea expresiilor reacțiunilor normale și transversale nu s-a ținut seama de: deformațiile laterale ale pneurilor, de înclinarea laterală și, eventual, longitudinală a părții suspendate a autovehiculului, de rezistența la înaintare, precum și de fenomenul de repartizare inegală a momentului de antrenare între roțile motoare.

Condiția de stabilitate transversală (derapare) a autovehiculului, în planul suprafeței drumului, se prezintă sub forma:

$$2 \cdot (Y_f + Y_s) \leq 2 \cdot \varphi_p \cdot (Z_f + Z_s), \quad (8)$$

sau

$$(F_{iy} + F_v) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t - F_{cr} \cdot \sin \gamma \leq \left[(F_{iy} + F_v) \cdot \sin \alpha_t + G \cdot \cos \alpha_t \right] \cdot \varphi_p, \quad (9)$$

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
stabilitatea transversală a mișcării vehiculelor pentru transportare și a platformelor încărcate

de unde:

$$\tan \alpha_t \geq (F_{iy} + F_v - \varphi_p \cdot G) / [\varphi_p \cdot (F_{iy} + F_v) + G]. \quad (10)$$

În inegalitatea (10) expresia lui F_{iy} va ține seama de caracterul mișcării autovehiculului în curbă.

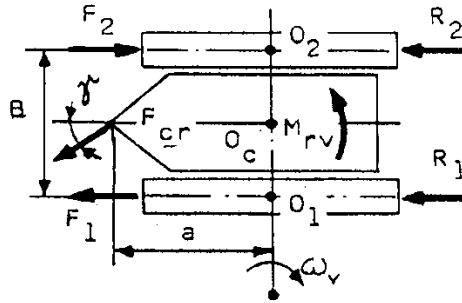


Fig. 3. Solicitări care pot solicita un autovehicul cu șenile în viraj

Notă : Dacă în timpul virării asupra roților se exercită forțe de antrenare sau de frânare, limita superioară a reacțiunii transversale (forța de ghidare laterală a roții) se micșorează [16, 19]

$$Y_{f \max} \leq \sqrt{\varphi_p^2 \cdot Z_f^2 - X_f^2}; \quad Y_{s \max} \leq \sqrt{\varphi_p^2 \cdot Z_s^2 - X_s^2}, \quad (11)$$

unde φ_p este coeficientul de aderență, considerat același pentru toate roțile, atât în sens longitudinal, cât și transversal (pe un drum în stare rea, valoarea aderenței, la un moment dat, poate să nu fie aceeași la toate roțile, ceea ce mărește probabilitatea apariției derapajului); X_f , X_s sunt reacțiunile tangențiale la roțile din față și din spate ale autovehiculului.

În cazurile practice de deplasare a autovehiculelor, pierderea stabilității transversale se produce începând cu roțile motoare, la raze mai mari de virare sau la unghiuri de înclinare transversală mai mici decât cele determinate prin calcule.

Răsturnarea în timpul virării se produce atunci când este îndeplinită condiția $2 \cdot Z_s \geq 0$, de unde rezultă, în urma calculelor,

$$\tan \alpha_t \geq [2 \cdot h \cdot (F_{iy} + F_v^*) - B \cdot G] / [2 \cdot h \cdot (F_{iy} + F_v^*) + B \cdot G]. \quad (12)$$

Notă : Din inegalitățile (10) și (12) se poate deduce viteza minimă de virare, ținând seama de geometria și starea drumului, de caracterul mișcării autovehiculului și de intensitatea vântului, respectiv sensul de acțiune a acestuia.

2. 2. Autovehicule cu șenile

Datorită înaintării șenilelor se produce o deformare a solului în plan vertical, care dă naștere la forțe rezistente la înaintare R_1 și R_2 (fig.). Momentul de virare M_{rv} se realizează

prin dezvoltarea la șenilele din față a unor forțe F_1 și F_2 diferite între ele numai ca valoare, sau ca valoare și sens (funcție de tipul mecanismului de direcție). Din ecuațiile de echilibru al momentelor în raport cu punctele O_1 și O_2 rezultă:

$$\begin{aligned} F_1 &= -R_1 + M_{rv} / B + [(a/B) \cdot \sin \gamma - 0,5 \cdot \cos \gamma] \cdot F_{cr}; \\ F_2 &= R_2 + M_{rv} / B + [(a/B) \cdot \sin \gamma + 0,5 \cdot \cos \gamma] \cdot F_{cr}, \end{aligned} \quad (13)$$

unde (se consideră că rezistențele la înaintare sunt egale și au valoarea ca la mersul rectiliniu), respectiv [21], reprezentând *coeficientul de rezistență a solului la virare* (tabelul 1).

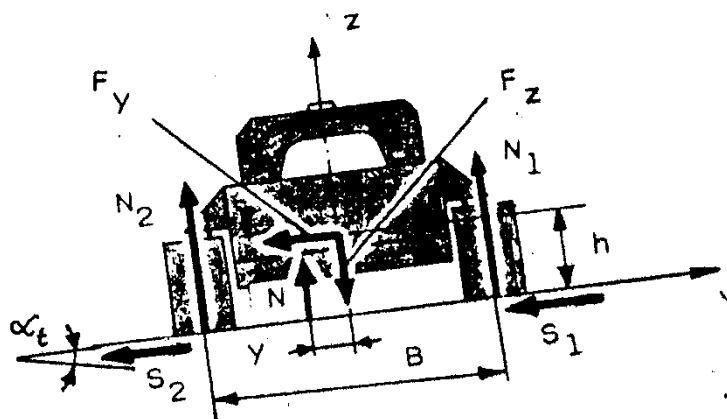


Fig. 4. Sarcinile exterioare care pot defavoriza stabilitatea transversală a autovehiculelor cu șenile

Tabelul 1. Valorile coeficientului de rezistență a solului la virare, μ [16]

Starea drumului	μ
Drum cu zăpadă	0,15
Asfalt, pavaj de piatră	0,25...0,40
Drum de pământ bătătorit	0,40...0,50
Drum de pământ	0,50...0,60
Arătură	0,65...0,75
Teren afănat	0,60...0,75
Sol compact	1,20...1,30

Pe baza figurii 4 se scriu ecuațiile de echilibru al forțelor și al momentelor încovoietoare:

$$F_y - (S_1 + S_2) = 0; \quad N - F_z = 0; \quad F_y \cdot h - N \cdot y = 0, \quad (14)$$

unde:

$$F_y = -G_t \cdot \sin \alpha_t + F_v \cdot \cos \alpha_t + F_c; \quad (15)$$

$$F_z = G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v \cdot \sin \alpha_t; \quad F_z = G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v \cdot \sin \alpha_t. \quad (16)$$

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
stabilitatea transversală a mișcării vehiculelor pentru transportare și a platformelor încărcate

Din egalitatea (17) se obține:

$$y = \frac{G_t \cdot \sin \alpha_t - F_v^* \cdot \cos \alpha_t - F_c \cdot h}{G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v \cdot \sin \alpha_t} \cdot h. \quad (17)$$

Răsturnarea are loc atunci când $y = B/2$ și deci,

$$\frac{G_t \cdot \sin \alpha_t - F_v \cdot \cos \alpha_t - F_c \cdot \frac{2 \cdot h}{B}}{G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v \cdot \sin \alpha_t} \leq 0. \quad (18)$$

Deraparea se poate produce atunci când:

$$F_v \cdot \cos \alpha_t + F_c - G_t \cdot \sin \alpha_t \geq \varphi_p \cdot (G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v \cdot \sin \alpha_t), \quad (19)$$

în care mărimea φ_p reprezintă *coeficientul de aderență*, caracterizând contactul dintre șenilă și suprafața drumului, permițând tractarea [16].

3. STABILITATEA TRANSVERSALĂ A PLATFORMELOR ÎNCĂRCATE

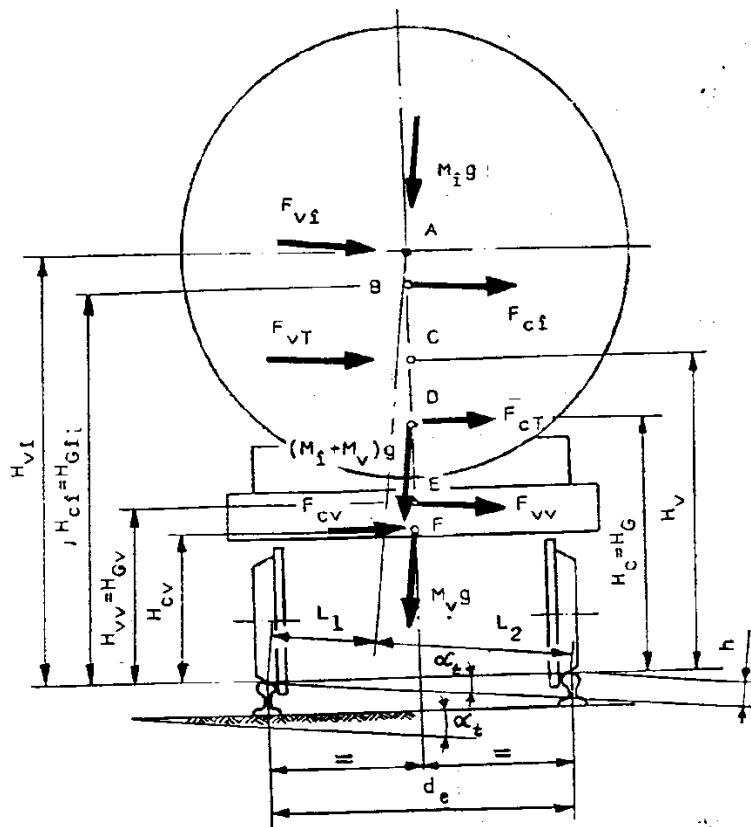


Fig. 5. Forțele care solicită în curbe ansamblul încărcătură - vagon , în plan transversal la axa longitudinală a echipamentului transportat

Notă: În studiul de față se are în vedere o curbă plană sau foarte apropiată de orizontală. În figurile 5 și 6 sunt prezentate forțele care acționează asupra platformelor pentru transportare și locurile lor de aplicare, în cazul deplasării pe calea ferată sau pe șosele (A – punctul de aplicare a vântului asupra încărcăturii; B – punctul de aplicare a greutății încărcăturii și a forței centrifuge adecvate; C – punctul de aplicare a sarcinii eoliene totale; D – punctul de aplicare a forței centrifuge totale și a greutății încărcăturii și a platformei; E – punctul de aplicare a sarcinii eoliene care acționează asupra platformei; F – punctul de aplicare a greutății și a forței centrifuge asupra platformei).

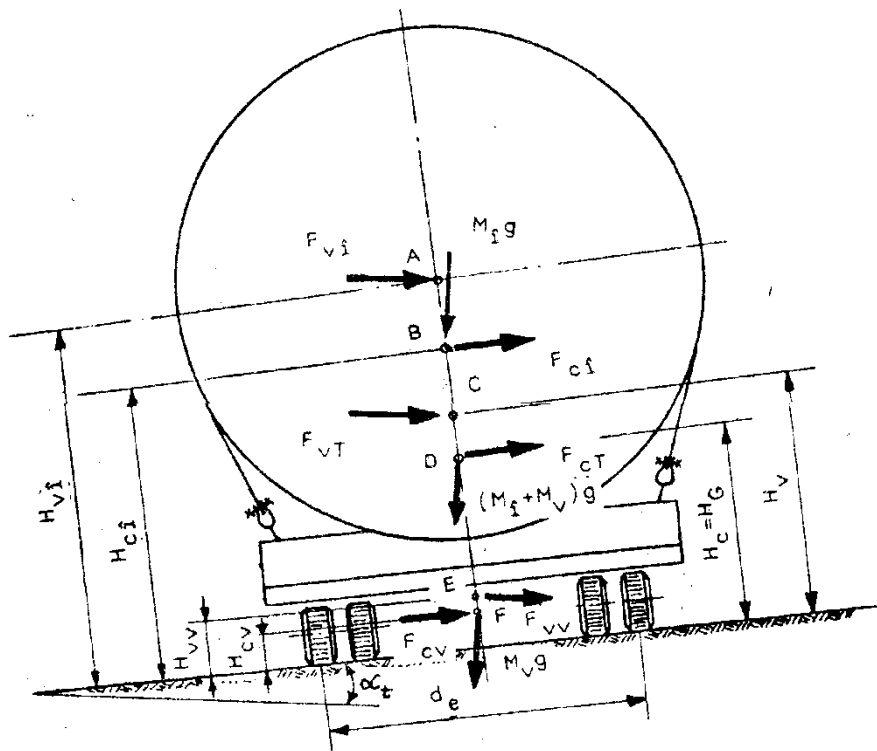


Fig. 6. Forțele care solicită în curbe ansamblul încărcătură – remorcă, în plan transversal la axa longitudinală a echipamentului transportat

După cum este remarcat, asupra platformelor pentru transportare, ca și asupra încărcăturii, acționează un cumul de forțe, la care se adaugă în curbe și forța centrifugă. În figurile 5 și 6 sunt prezentate forțele menționate și locurile lor de aplicare, pentru transportarea pe calea ferată și pe șosele. Forțele centrifuge își au punctele de aplicare în centrul de masă al echipamentului (încărcăturii) F_{c_i} , respectiv al platformei F_{c_v} , calculate cu relațiile:

$$F_{c_i} = M_i \cdot (v^2 / R_i); \quad F_{c_v} = M_v \cdot (v^2 / R_v), \quad (20)$$

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
stabilitatea transversală a mișcării vehiculelor pentru transportare și a platformelor încărcate

în care cu v s-a notat viteza de deplasare a convoiului, m/s ; R_i, R_v – raza circumferinței descrise de centrul de masă/greutate al încărcăturii, respectiv al platformei, m (de obicei $R_i = R_v = R$); M_i, M_v – masa încărcăturii, respectiv masa platformei, kg).

Forța centrifugă totală F_{cT} are expresia,

$$F_{cT} = F_{ci} + F_{cv}, \quad (21)$$

acționând la cota $H_c \equiv H_{c1} \equiv H_G$, unde F_{ci} este forța centrifugă corespunzătoare încărcăturii N , respectiv F_{cv} este forța centrifugă a platformei, N .

Forțele eoliene au expresiile:

$$F_{v i l} = 0,5 \cdot \beta \cdot C_i \cdot \rho_a \cdot v_v^2 \cdot A_{li} \cdot \sin^2 \beta_l = C_v \cdot A_{li} \cdot \sin^2 \beta_l, \quad (22)$$

pentru încărcătură, respectiv:

$$F_{v v l} = 0,5 \cdot \beta \cdot C_i \cdot \rho_a \cdot v_v^2 \cdot A_{lv} \cdot \sin \beta_l = C_v \cdot A_{lv} \cdot \sin \beta_l, \quad (23)$$

pentru platformă, unde:

$$C_v = 0,5 \cdot \beta \cdot C_i \cdot \rho_a \cdot v_v^2.$$

În egalitățile (22) și (23) s-au notat: A_{li}, A_{lv} – ariile secțiunilor longitudinale corespunzătoare încărcăturii și platformei, m^2 ; β_l – unghiul dintre direcția de acțiune a vântului și direcția de deplasare a platformei, radiani; v_v – viteza vântului, m/s ; β – coeficient aerodinamic; C_i – coeficientul rezultantei acțiunii vântului ($C_i = 0,8 \dots 1,0$, pentru cele mai frecvente cazuri [16]); ρ_a – densitatea aerului, kg/m^3 . Forțele eoliene au semnul plus dacă acționează ca în figurile 5 și 6.

Forța eoliană totală care se manifestă pe suprafața laterală a ansamblului încărcătură – platformă are expresia [16]:

$$F_{vtT} = F_{vil} + F_{vvl}, \quad (24)$$

și acționează la cota H_v , dedusă după metodologia precizată în lucrarea [16], în care sunt introduse înălțimile corespunzătoare punctelor de aplicare ale forțelor F_{vil} și F_{vvl} .

Instabilitatea transversală a sistemului de transport se manifestă prin lunecarea sau răsturnarea laterală, pe drumuri rectilinii sau în curbe, sub acțiunea forțelor centrifuge sau a vântului lateral.

Pentru ca ansamblul încărcătură – vehicul să circule în siguranță pe drumurile publice, trebuie îndeplinită condiția de stabilitate $c_s^* M_R \leq M_S$ unde M_S este momentul încovoietor de stabilitate (al forțelor care mențin vehiculul pe calea de rulare) $N \cdot m$, respectiv M_R momentul încovoietor de răsturnare (al forțelor care tind să dezechilibreze ansamblul încărcătură – vehicul în plan transversal) $N \cdot m$; ambele momente încovoietoare se calculează în raport cu axa tangentă la raza exterioară sau, după caz, la raza interioară a curbei și care trece prin punctul mediu de contact

al roților respective (curbei) ale vehiculului. În unele situații aceste momente încovoietoare se pot calcula în raport cu centrul de masă/greutate al ansamblului platformă + încărcătură.

Ținând seama și de forțele la cârlig - față $(F_{cr})_f$, respectiv la cârlig - spate $(F_{cr})_s$, rezultă formulele:

$$M_S = -C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot \frac{d_e}{2} \sin(\beta_l - \theta) \cdot \sin \alpha_t + \\ + (M_i + M_v) \cdot g \cdot \frac{d_e}{2} \cdot \cos \alpha_t + \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + \right. \\ \left. + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right] \cdot h_c; \quad (25)$$

$$M_R = C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot H_v \cdot \sin(\beta_l - \theta) \cdot \cos \alpha_t - \\ - (M_i + M_v) \cdot \left(g \cdot \sin \alpha_t - \frac{v^2}{R} \right) \cdot H_c, \quad (26)$$

unde forța eoliană va acționa cu sens pozitiv sau negativ; α_t - unghiul de înclinare a căii de rulare în plan transversal la direcția de deplasare, în raport cu planul orizontal, radiani; h_c - înălțimea la care se află cârligul față de planul ciupercilor șinelor sau de suprafața drumului; θ - unghiul dintre axa longitudinală a platformei pentru transport și direcția de deplasare în linie dreaptă, radiani; α_{cf} - unghiul dintre axa proțapului față și axa longitudinală a platformei, radiani; α_{cs} - unghiul dintre axa longitudinală a proțapului spate și axa longitudinală a utilajului, radiani.

Notă: În egalitățile (25) și (26), $(F_{cr})_f$ este considerată forță de tractare, în timp ce $(F_{cr})_s$ este forță rezistentă. Dacă $(F_{cr})_s$ este tot forță activă, produsă de un vehicul împingător, atunci semnul acesteia se va schimba în minus. Evaluarea forțelor de tractare este prezentată în lucrarea [18].

Pe baza inegalității între momentul încovoietor de răsturnare și cel de stabilitate a deplasării și ținând seama de egalitățile (25) și (26) - cu coeficientul de siguranță $c_s = 1,5$ - se obține următoarea limitare pentru viteza vântului;

$$v_{vr} \leq \sqrt{\frac{2 F_1}{\beta \cdot C_i \cdot \rho_a \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot (3 H_v \cdot \cos^2 \alpha_t + d_e \cdot \sin^2 \alpha_t)}} \cdot \frac{1}{\sin(\beta_l - \theta)}, \quad (27)$$

respectiv pentru viteza de deplasare a vehiculului

$$v \leq \sqrt{F_2 \cdot R / [3 (M_i + M_v) \cdot H_c]}, \quad (28)$$

pentru caracteristici eoliene precizate, unde:

$$F_1 = (M_i + M_v) \cdot \left(d_e \cdot g \cdot \cos \alpha_t + 3 g \cdot H_{c1} \cdot \sin \alpha_t - 3 H_{c1} \cdot \frac{v^2}{R} \right) +$$

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
stabilitatea transversală a mișcării vehiculelor pentru transportare și a platformelor încărcate

$$+ 2 h_c \cdot \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right]; \quad (29)$$

$$F_2 = (M_i + M_v) \cdot g \cdot (d_e \cdot \cos \alpha_t + 3 H_{c1} \cdot \sin \alpha_t) - \\ - C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot (d_e \cdot \sin \alpha_t + 3 H_v \cdot \cos \alpha_t) \cdot \sin (\beta_l - \theta) + \\ + 2 h_c \cdot \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right]. \quad (30)$$

În cazul deplasării convoiului pe un drum rectiliniu, cu $\alpha_t = 0$, expresiile (29) și (30) devin:

$$F_1^* = (M_i + M_v) \cdot \left(d_e \cdot g - 3 H_{c1} \cdot \frac{v^2}{R} \right) + 2 h_c \cdot \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + \right. \\ \left. + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right]; \quad (31)$$

$$F_2^* = (M_i + M_v) \cdot d_e \cdot g - 3 C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot H_v \cdot \sin (\beta_l - \theta) + \\ + 2 h_c \cdot \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right], \quad (32)$$

iar formulele (27) și (28) se adaptează în mod corespunzător.

Dacă se ține seama de forța dezvoltată de mijlocul de tractare față $(F_{cr}^*)_f$ sau de cel plasat la partea posterioară a ansamblului $(F_{cr}^*)_s$, precum și de unghiurile dintre acestea și axele proțapurilor α_{cf}^* și α_{cs}^* , se remarcă:

$$(F_{cr})_f = (F_{cr}^*)_f \cdot \cos \alpha_{cf}^*; \quad (F_{cr})_s = (F_{cr}^*)_s \cdot \cos \alpha_{cs}^*. \quad (33)$$

Totodată, la articulațiile proțapurilor cu platformele pentru transportare se manifestă momentele încovoietoare:

$$M_f^* = (F_{cr}^*)_f \cdot l_{pf} \cdot \sin \alpha_{cf}^*; \quad M_s^* = (F_{cr}^*)_s \cdot l_{ps} \cdot \sin \alpha_{cs}^*, \quad (34)$$

unde l_{pf} , l_{ps} sunt lungimile proțapurilor față și spate.

Acceptând îndeplinită condiția de stabilitate transversală a ansamblului platformă pentru transportare – încărcătură, cu momentele încovoietoare stabilite cu egalitățile (25) și (26), este necesar să se evalueze reacțiunile dezvoltate (evident valorile maxime ale acestora).

Neglijând forțele orizontale care se manifestă la contactul roților cu ciupercile șinelor situate în curbă de rază medie R și, totodată, forța la cârlig, rezultă reacțiunile normale:

$$V_s = \frac{2R}{d_e \cdot \sqrt{4R^2 - D_{0e}^2}} \cdot \left[(M_i + M_v) \cdot \left(\frac{d_e}{2} \cdot \cos \alpha_t + H_{c1} \cdot \sin \alpha_t \right) \cdot g + \right. \\ \left. + C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot \left(\frac{d_e}{2} \cdot \sin \alpha_t - H_v \cdot \cos \alpha_t \cdot \sin (\beta_l - \theta) \right) - F_{cT} \cdot H_{c1} \right]; \quad (35)$$

$$V_D = \frac{2R}{d_e \cdot \sqrt{4R^2 - D_{0e}^2}} \cdot \left[(M_i + M_v) \cdot \left(\frac{d_e}{2} \cdot \cos \alpha_t - H_{c1} \cdot \sin \alpha_t \right) \cdot g + \right. \\ \left. + C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot \left(\frac{d_e}{2} \cdot \sin \alpha_t + H_v \cdot \cos \alpha_t \cdot \sin (\beta_l - \theta) \right) + F_{cT} \cdot H_{c1} \right], \quad (36)$$

pentru roțile din stânga (indice S) și cele din dreapta (indice D) ale vagonului.

Dacă se ia în studiu și efectul forțelor la cârlig, reacțiunile iau forma (pentru platforma aflată în curbă):

$$V_S^* = V_S + \frac{h_c}{d_e} \cdot \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right]; \quad (37)$$

$$V_D^* = V_D - \frac{h_c}{d_e} \cdot \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right]. \quad (38)$$

Reacțiunile V_S și V_D , pentru situațiile când vagonul pătrunde parțial în curbă sau iese parțial din curbă, se determină cu relațiile de la cazul transportării rutiere pe o platformă cu două rânduri de roți aflate de o parte și de alta a axei longitudinale a acesteia (unde se va accepta $\varphi_p = 0$). De asemenea, în relațiile menționate se va avea în vedere cazul: $d_{e1} = d_{e2} = d_e / 2$.

Notă: Reacțiunea maximă, care revine unei roți, nu trebuie să conducă la depășirea presiunii de contact, maximă admisibilă, caracteristică materialelor roților și șinelor. Presiunea efectivă de contact are expresia [23]:

$$p_o = 0,798 \cdot \sqrt{\frac{\max\{V_S; V_D\}}{n \cdot D \cdot l \cdot \left[(1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2 \right]}}, \quad (39)$$

unde n este numărul roților de pe o parte a vagonului; D – diametrul roților, m ; l – lățimea de contact roată – șină, măsurată în lungul generatoarei roții, m ; E_1, E_2 – modulele de elasticitate longitudinală ale materialelor roților și șinelor, N/m^2 ; ν_1, ν_2 – coeficienții lui Poisson pentru materialele roților și șinelor. Dacă $E_1 = E_2 = E$ și $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, egalitatea (39) devine:

$$p_o = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{\max\{V_S; V_D\} \cdot E}{n \cdot D \cdot l}}. \quad (40)$$

Reacțiunea maximă are valoarea care trebuie să fie satisfăcută pentru condiția $p_o \leq \sigma_a$, unde σ_a este rezistența admisibilă a materialului roților sau șinei [23].

Se remarcă faptul că osiile sunt proiectate pentru sarcini de până la 270 kN , depinzând de ecartament și de tipul de șină. Roțile sau bandajele acestora se realizează din oțel – carbon nealiat, cu o rezistență de rupere la tracțiune de cel puțin $700 \text{ MN} / m^2$ [22], respectiv valoarea minimă de $490 \text{ MN} / m^2$ [21].

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
stabilitatea transversală a mișcării vehiculelor pentru transportare și a platformelor încărcate

4. CONCLUZII

În cele de mai sus s-au stabilit, prin calcul, condițiile care asigură stabilitatea transversală a deplasării vehiculelor pentru tractarea echipamentelor mecanice industriale, de tipul celor cu pneuri sau cu șenile. Totodată se studiază și stabilitatea transversală a platformelor încărcate, deplasabile pe calea ferată sau pe șosele. Analizele expuse au în vedere atât caracteristicile geometrice ale vehiculelor, masele acestora, caracterul drumului parcurs, prezența sau nu a forței dezvoltate de încărcătură, respectiv efectul sarcinilor eoliene (rezistente sau favorizante), precum și caracterul mișcării (accelerată sau frânată). Sunt precizate condițiile de răsturnare a vehiculelor în cazul unor pante cu înclinare redusă, caz în care se fac aproximările adecvate. Stabilindu-se Reacțiunile verticale care se pot deduce în cazul transportării feroviare permit valorile maxime care conduc la admisibilitatea contactului între roți și șine. Problema se poate dezvolta și în cazul contactului dintre pneuri și șosele.

BIBLIOGRAFIE

1. **Renert M.**, *Mecanica ruperilor și construcția recipientelor sub presiune*, Revista de Chimie, 28. Nr. 12, 1977, p. 1203 – 1207
2. **Renert M.**, *Mecanica ruperii și construcția recipientelor sub presiune*, B.I.T. – I.S.C.I.R., nr. 5, 1981, p. 331 – 344
3. **Renert M.**, *Probleme de diagnostic tehnic*, Tehnologii, Calitate, Mașini Materiale (T.C.M.M.), Editura Tehnică, București, 1987, nr. 2, p. 245 – 257.
4. **Pavel Al.** (coordonator), *Siguranța în funcționare a utilajelor petrochimice*, vol. 1, Editura Tehnică, București, 1987.
5. **Davies C. A.**, *The science and practice of welding*, vol. 1 – 3, Cambridge University Press, 1992.
6. **Hicks J.**, *Welded design – theory and practice*, Woodhead Publishing Ltd., England, 2000.
7. **Jinescu V. V.**, *Contribuții la calculul deteriorării materialelor și echipamentelor de proces*, II, Revista de Chimie, 59, nr. 7, 2008, p. 787 – 795.
8. **Jinescu V. V.**, *Prediction of the influence of residual stresses to strength and lifetime of process equipment*, Revista de Chimie, 60, nr. 11, 2009, p. 104 – 118.
9. **Jinescu V. V.**, **Toedorescu Nicoleta**, **Sima T.**, *Fabrication and assembling errors influence on the fatigue strength of the spherical tank shell - Theoretical approach*, Journal of Engineering Studies and Research (Jesr)m vol. 18, nr. 1, 2012, p. 111 – 119.
10. **Connor J. J.**, **Faraji Susan**, *Fundamentals of structural engineering*, Springer, New York, 2012
11. **Jinescu V. V.**, **Iordăchescu (nicolof) Vali – Ifigenia**, *Proiectarea echipamentelor sub presiune cu considerarea deteriorării produse de fisuri*, Buletinul AGIR, Supliment 2, 2015, p. 3 – 12.
12. **Nistor N.**, **Vasiliu C.**, *Teoria traficului rutier și siguranța circulației*, Litografia Institutului Politehnic din București, 1977.
13. x x x *Transportul rutier, naval și aerian intern și internațional –*
<https://www.dacomacar.ro/Utile/Istoric-transport/Istoria-transporturilor--eID104.html>.
14. x x x *Cap. 2. Overview of the freight transportation system –*
<https://www.nap.edu/read/14453/chapter/4#14>.
15. **Iatan I. R.**, **Sârbu L.**, *Transportarea și montarea utilajelor industriilor de proces*, Litografia Institutului Politehnic București, 1991.
16. **Iatan I. R.**, **Vasilescu I.**, *Transportarea utilajelor tehnologice agabaritice*, Editura Matrix Rom, București, 2002.

17. **Sârbu L., Legendi Amelitta**, *Utilaje și mașini de tracțiune și transport pentru construcții, operațiuni minier și drumuri. Construcție, elemente de calcul*, vol. 1, 2, Editura Matrix Rom, București, 2014.
18. **Danil F.**, *Organization of the delivery of oversized cargo*, Bachelor's Thesis, South – Eastern Finland, University of Applied Sciences, Aprilie 2017.
19. **Ghiulai C., Vasiliu Ch.**, *Dinamica autovehiculelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
20. **Iatan I. R.**, *Stabilitatea transversală a mișcării recipientelor – cisternă rutiere sau feroviare pentru transporturile G.P.L.*, Info G. P. L., nr. 20, 2007, p. 11 – 14.
21. **Alămoreanu M.**, ș. a.. *Mașini de ridicat*, vol. 1, Editura Tehnică, București, 1996.
22. **Burada C., Buga M., Crăsnaru Al.**, *Elemente și structuri portante ale vehiculelor de cale ferată*, Editura Tehnică, București, 1980.
23. **Buzdugan Gh., ș. a.**, *Culegere de probleme de rezistența materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.