

CALITĂȚILE DE TRACȚIUNE ȘI CARACTERISTICA DE CONSUM LA ECHIPAMENTELE DE TRANSPORT PENTRU CONSTRUCȚII CU TRANSMISIE MECANICĂ ȘI HIDROMECHANICĂ

THE TRACTION QUALITIES AND THE CONSUMPTION CHARACTERISTIC TO EQUIPMENTS TRANSPORT FOR CONSTRUCTION WITH A MECHANICAL AND HYDRAULIC TRANSMISSION

Prof. asociat dr.ing. Laurențiu SÂRBU

email: laurentiusarbu_utch@yahoo.com

Universitatea Tehnică de Construcții București, Romania

Departamentul Mașini de Construcții și Mecatronică

Rezumat: Articolul prezintă calitățile de tracțiune și caracteristicile de consum a echipamentelor de transport pentru construcții echipate cu transmisie mecanică și hidromecanică, cu aplicație la un convoi de transport rutier greu compus din două autotractoare (unul trăgător și altul împingător) de construcție specială ambele cuplate la o remorcă, la care consumul de combustibil este influențat de parametrii constructivi și funcționali, precum și de creșterea valorii raportului de transmitere al angrenajului principal i_0 . Se calculează reacțiunile dinamice pe punțile autotractoarelor folosite la tractarea și împingerea remorcii și se face analiza bilanțului de tracțiune al convoiului la funcționarea în regim dinamic, la limita de aderență pentru un exemplu dat. Se justifică modul cum influențează caracteristicile constructive ale autotractoarelor folosite și cuplajul lor cu remorca, asupra consumului orar de combustibil.

Cuvinte cheie: convoaie de transport rutier; autotrenuri rutier, dinamica autotractoarelor, consumul de combustibil la autotrenuri; parametrii funcționali și constructivi la autotrenuri

Abstract: The article presents the traction qualities and the consumption characteristic to equipments transport for construction with a mechanical and hydraulic transmission, applied in the case of a heavy haulage transport convoy, composed of two special design tractors (one pulling and one pushing) coupled to a trailer, for which the fuel consumption is influenced by the design and operational parameters, as well as by the increase in the value of the transmission ratio in the main drive train, i_0 . The dynamic reactions on the axles of the tractors used for pulling and pushing the trailer are being calculated and the traction balance is analysed in operation under a dynamic regime, at the limit of adherence for a given example. The way in which the design features of the tractor engines and their coupling with the trailer influence the hourly fuel consumption is being justified.

Keywords: road transport convoys, road trains, road tractor dynamics, fuel consumption for road trains, functional and design parameters for road trains.

1. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PENTRU TRANSMISII HIDROMECHANICE. CALCULUL CARACTERISTICII DE CONSUM LA AUTOVEHICULE ȘI UTILAJE CU TRANSMISIE HIDROMECHANICĂ [1,3,4].

Un exemplu de echipament rutier greu pentru construcții, este acela folosit la transportul unor sarcini excepționale (fig.1). În fig. 1 este prezentată o remorcă Cometto, 1MS-MSPM, din seria trailere modulate cu suspensie hidraulică, care executa un transport rutier greu[5]. Din fig.1 se remarcă faptul că, autocamioanele folosite la tractarea remorcii sunt de construcție special. Configurația vehiculului poate fi adaptată pentru orice tip de sarcină transportată, folosind o gamă largă de accesorii care includ: poduri

de transport, traverse de capăt, purtători de sarcină montați pe plăci rotitoare (plăcile rotitoare conțin corone de roțire) la platformă, grinzi de egalizare a încărcării transmise de sarcinile transportate etc.

În continuare, se urmărește o analiză a legăturii între calitățile dinamice și de tracțiune la exploatarea sistemului de transport, cu construcția agregatului motor-transmisie folosit și caracteristicile energetice a mașinii.



Fig1[5].

NOTĂ[5]: Seria IMS Cometto reprezintă vehicule modulate eficiente și flexibile, cu capacitate de încărcare de la 60 la 1000 t, capabile să îndeplinească orice proiect de transport pe drumuri rutiere. Modulul de bază standard, poate fi cuplat cap la cap sau bord lângă bord (modulele se pot cupla în serie sau paralel), cu traverse de capăt adecvate și gât de lebădă corespunzător. Platforma astfel obținută este adaptată pentru orice sarcină de transport (din punct de vedere dimensiuni și greutate).

Parametrii de funcționare ai motorului cu ardere internă pentru autovehicule sunt exprimați cu ajutorul caracteristicii de turație la sarcină totală, adică $M_e, P_e, C_h, c_e = f(n)$, unde M_e - este momentul efectiv; P_e - puterea efectivă; C_h - consumul orar de combustibil; c_e - consumul specific de combustibil și n - turația. La MAS, admisiunea totală a motorului este realizată de poziția clapetei total deschisă a obturatorului, în timp ce la MAC, admisiunea totală este realizată de poziția de debit maxim a pompei de injecție. Pentru determinarea caracteristicii exterioare, variația turației se obține numai prin mărirea sau micșorarea cuplului de încărcare al motorului [1].

Pentru autotractoare se poate folosi o transmisie mecanică în trepte sau una hidromecanică cu pompă, turbină și reactor, ce asigură constructiv circulația torului de fluid prin hidroconvertizor (fig.2,a).

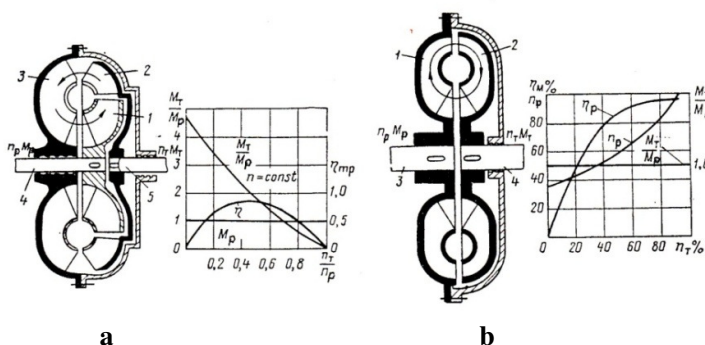


Fig. 2. Principiul de funcționare al unei transmisii hidrodinamice [1,3,4] de tipul:

- a)- hidroconvertizor:** 1- roată pompă; 2- roată turbină; 3- aparatul director; 4- arbore conducător; 5- arbore condus;
- b) - ambreiaj hidraulic:** 1- roata pompă; 2- roata turbină; 3- arbore conducător; 4- arbore condus.

În fig.2,a, arborele conducător 4 pe care se fixează rigid roata pompei 1 este cuplat cu arborele motorului termic. Dacă cavitățile interioare ale hidrotransformatorului nu se umplu cu lichid de lucru, atunci arborele condus 5 și roata turbinei 2 fixată rigid pe el sunt separate de arborele conducător 4.

Calitățile de tracțiune și caracteristica de consum la echipamentele de transport pentru construcții cu transmisie mecanică și hidromecanică

În cazul umplerii cu lichid de lucru a cavității, roata pompei 1 cade sub presiunea fluidului de lucru care acționează asupra paletelor roții turbinei 2, transmitând astfel momentul de rotație la arborele 5. Din roata turbinei, fluidul ajunge în aparatul director 3, unde își schimbă direcția de deplasare și ajunge din nou la roata pompei, executând astfel o circulație indusă sub forma de tor de ulei orientat după săgeată. Momentul de rotație de la arborele condus 5, printr-un sistem de roți dintate și arbori cardanici se transmite la axele motoare ale vehiculului.

Hidroconvertizoarele adaptabile sunt capabile, în funcție de raportul dintre turația arborelui condus și arborelui conducător ($\frac{n_T}{n_P} = \frac{n_2}{n_1}$), să modifice lin mărimea momentului de rotație M_p după cum este arătat pe caracteristica exterioră dată în fig.2,a.

În cazul autovehiculelor echipate cu hidroambreiaj (fig.2,b) intercalat în serie, cu o transmisie mecanică în trepte de viteze, determinarea caracteristicii de consum, se face așa ca la caracteristica de consum a autovehiculelor cu transmisie mecanică, indicată în [1,3,4], ținând seama de randamentul η_{ha} a hidroambreiajului la determinarea randamentului global η_t al transmisiei.

NOTĂ: a). La *hidroconvertizorul neadaptabil*, la variația rezistenței la înaintare a autovehiculului are loc și o variație în același sens a turației motorului, fără nici o modificare a obturatorului de admisie sau a tije de reglare; coeficientul λ_1 variază în anumite limite cu $i^I = \frac{1}{i_h} = \frac{n_2}{n_1}$. La hidroconvertizorul neadaptabil în loc de o singură curbă M_p există o familie de curbe M_p , a căror intersecție cu curba momentului motor, determină regimurile de funcționare ale motorului.

b). La un *convertizor adaptabil*, variația sarcinii rezistente la arborele turbinei nu provoacă variația încărcării, deci a turației motorului care este determinată numai de poziția obturatorului, sau a tije de reglare.

Pentru *calculul caracteristicii de consum* a autovehiculelor folosite în construcții, se urmărește metoda indicată în [4]. Este necesar să se cunoască caracteristica adimensională a hidroconvertizorului dată în fig.3, și diametrul său activ D (diametrul exterior al torului de circulație al lichidului).

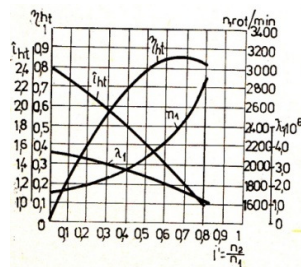


Fig.3[4]

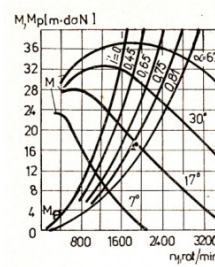


Fig.4[4]

Caracteristica adimensională (v. fig.3) stabilește randamentul η_{ht} al hidroconvertizorului, al raportului de transformare al momentului i_{ht} și a coeficientului λ al momentului la arborele motor-pompă, în funcție de inversul raportului de transmitere cinematic $i^I = \frac{1}{i_h} = \frac{n_2}{n_1}$, unde: n_2 -este turația roții turbinei și n_1 -turația rotorului pompei.

În ceea ce privește motorul care echează vehiculul, este necesar să se cunoască caracteristica momentului motor M și curbele de consum de combustibil C_h , în funcție de turația la admisia plină a motorului și la diverse unghiuri de deschidere parțială a obturatorului de admisie. Momentul absorbit de către rotorul -pomă al hidroambreiajului este egal cu momentul dezvoltat de motorul de antrenare și este transmis rotorului turbinei:

$$M_a = M_p = \lambda_1 \cdot \rho \cdot g \cdot D^5 \cdot n_1^2, \quad (1)$$

în care: λ_1 - este coeficientul momentului la motor -pomă în funcție de raportul $\frac{n_2}{n_1}$; ρ - masa specifică

a lichidului; g- accelerația gravitațională; D- diametrul exterior al torului de circulație a lichidului; n_1 -turația rotorului pompei; n_2 – turația roții turbinei.

Se calculează *curbele caracteristice de încărcare a hidroconvertizorului* pentru o serie de valori constante și inversul raportului $i^I = \frac{n_2}{n_1}$ al raportului de transmitere cinematic, începând cu $i^I = 0$ (care corespunde momentului pornirii din loc a mașinii, când $n_2 = 0$).

Valoarea coeficientului adimensional λ_1 (corespunzător în caracteristica adimensională valorii i^I considerate), se introduce în relația (1) cu care se calculează mai multe puncte ale curbei momentului M_1 , pentru diferite valori convenabile ale turației n_1 .

Se obține astfel caracteristica de încărcare (caracteristica de intrare) a hidroconvertizorului $M_P = f(n_1, i^I)$, pe care se trasează curbele momentului motor M, pentru admisie plină și pentru admisie parțială (fig.4).

Cu ajutorul caracteristicii de încărcare, se construiește *caracteristica de tracțiune a autovehiculului* din fig.5, fără cutie de viteze, în care se reprezintă curbele forței de tracțiune F_t pentru fiecare din unghiurile, de deschidere a obturatorului de admisie al motorului. În acest scop se determină, din caracteristica de intrare, valoarea parametrilor i^I , M_1 , și n_1 pentru fiecare din punctele de intersecție ale curbei momentului motor cu curbele momentului de încărcare M_1 ale hidrotransformatorului. Pentru fiecare din aceste puncte, *valoarea forței de tracțiune* se calculează cu relația [4]:

$$F_t = \frac{M_p \cdot i_{ht} \cdot i_0 \cdot \eta_t^I}{r_R}, \quad (2)$$

în care: M_p - este momentul absorbit de rotorul-pompă; i_{ht} - raportul de transformare al momentului în hidroconvertizor; i_0 - raportul de transmitere al angrenajului principal; η_t^I – randamentul mecanic al transmisiei autovehiculului între arborele turbinei și roțile motoare. r_R - raza dinamică a roții motoare.

Relația (2) este valabilă pentru cuplarea directă a hidroconvertizorului, la funcționarea în serie cu treapta reductoare, raportul de transmitere i_0 se înlocuiește cu produsul $i_r \cdot i_0$, unde i_r - este raportul de transmitere al reductorului.

Pentru fiecare valoare a raportului de transmitere cinematic i_h , raportul de transformare i_{ht} - se obține din caracteristica adimensională a hidroconvertizorului (vezi fig.3) [4].

Viteza corespunzătoare a autovehiculului cu transmisie hidromecanică se calculează cu relația:

$$V = 0,377 \frac{r_R \cdot n_1}{i_h \cdot i_0} = 0,377 \frac{r_R \cdot n_1 \cdot i^I}{i_0} \quad (3)$$

Viteza la vehiculul cu transmisie mecanică:

$$V = \frac{\pi n_R}{30} \cdot r_R = \frac{\pi n_m}{30 \cdot i} \cdot 3,6 \cdot r_R = 0,377 \cdot \frac{n_m}{i} \cdot r_R,$$

unde: n_m, n_R - turația motorului, respectiv a roții; i – raportul de transmitere selectat; r_R - raza roții; V – viteza autovehiculului, în $\frac{km}{h}$.

Pe caracteristica de tracțiune din fig. 5, în partea de sus, se reprezintă curbele de variație ale turației n_1 ale pompei și motorului în funcție de viteza V a autovehiculului, pentru diverse unghiuri α de deschidere a obturatorului de admisie. Pe caracteristica din fig.5, se trasează și *curba rezistențelor la înaintare R^I* calculată cu relația [1,4]:

$$R^I = F_\psi + F_a = \psi \cdot G_a + \frac{KAV^2}{13}. \quad (4)$$

Abscisele punctelor de intersecție dintre curbele R^I cu fiecare din curbele F_t ale caracteristicii de tracțiune, reprezintă vitezele unui autovehiculul pentru fiecare din unghiurile α de deschidere a admisiunii motorului sau a poziției tijei de reglare a pompei de injecție la MAC. Cu ajutorul curbelor n_1 din partea superioară a caracteristicii din fig.5, se poate determina, pentru fiecare din aceste viteze, *turația corespunzătoare a motorului*. Cunoscând valorile n_1 și α , din diagrama consumului de combustibil orar al motorului, rezultă valoarea C_h pentru fiecare din punctele de intersecție, cu care se calculează *consumul de combustibil* [1]:

Calitățile de tracțiune și caracteristica de consum la echipamentele de transport pentru construcții cu transmisie mecanică și hidromecanică

$$C_{100}^I = \frac{100 \cdot C_h}{\rho \cdot V} \cdot \left[\frac{1}{100 \text{ km}} \right] \quad (5)$$

Dacă consumul orar este exprimat în funcție de consumul specific c_e , avem: $C_{100}^I = \frac{c_e P}{100 \cdot \rho \cdot V}$ în $\left[\frac{1}{100 \text{ km}} \right]$. În fig.6 este dată caracteristica consumului specific de combustibil c_e , pentru două motoare, la turația mijlocie de exploatare. Curba 1- corespunde pentru MAS, unde c_e crește brusc la scăderea sarcinii, în comparație cu curba 2- pentru MAC, la care variația sarcinii provoacă variații mult mai mici ale c_e . La MAC consumul specific de combustibil c_e rămâne mult inferior pe întreaga gamă de variație a încărcării, și din această cauză sunt cele mai folosite motoare.

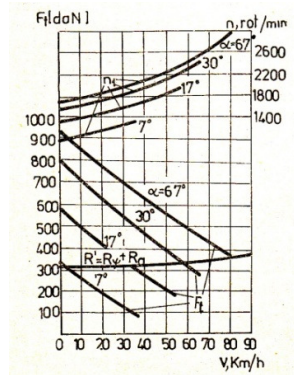


Fig.5[4]

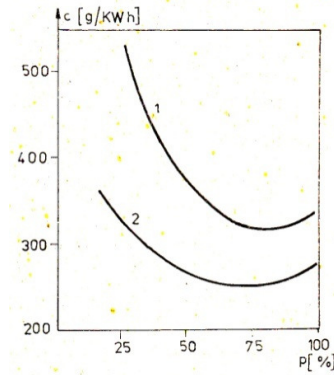


Fig.6[4]

Pentru un autotractor echipat cu hidroambreiajul și cu cutie de viteze, *momentul rezistent la arborele turbinei* este[4]:

$$M_{ri} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_R}{\eta_t^I \cdot i_0 \cdot i_t} + \frac{K \cdot A \cdot V^2 \cdot r_R}{13 \eta_t^I \cdot i_0 \cdot i_t}, \quad \text{unde viteza } V \text{ se calculează cu relația: } V = 0,377 \frac{r_R \cdot n_2}{i_t \cdot i_0}, \quad (6)$$

în care: G_a – greutatea autovehiculului; ψ - coeficientul de rezistență totală a drumului; i_0, i_t – raportul de transmitere al angrenajului principal, respectiv cel al cutiei de viteze; n_2 - turația turbinei.

Procedând analog pentru diverse valori ale coeficientului de rezistență totală la rulare ψ , se obține familia de curbe C_{100}^I cu care se poate reprezenta caracteristica de consum a autovehiculului cu hidroconvertizor, în funcție de viteza acestuia.

2. DINAMICA EXPLOATĂRII ECHIPAMENTELOR FOLOSITE LA LUCRARI DE TRANSPORT RUTIER GREU ÎN CONSTRUCȚII-MONTAJ[1,3,4].

Schema alcătuirii convoiului rutier, prezentată în fig.7, se folosește pentru determinarea forței de tracțiune și a reacțiunilor dinamice pe punțile autotractoroarelor cuplate cu remorca.

Sistemul rutier din fig.7 este format dintr-un autotractor plasat în față, care tractează remorca, și unul plasat în spate, folosit pentru încetinirea convoiului sau la împingerea lui, după situația din teren. Forța disponibilă la cârlig, la camionul din față, în funcție și de împingător este:

$$F_c = F_{t1} - G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{F_a}{G_a} + \frac{\delta \cdot dv}{g \cdot dt} \right] \pm F_{i(r)}, \quad (7)$$

în care: $F_c = G \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{F_a^I}{G} + \frac{\delta^I \cdot dv}{g \cdot dt} \right]$ este forța la cârlig dată de suma rezistențelor la înaintare ale remorcii.

Ținând seama de relația (7), *bilanțul de tracțiune al convoiului* în general se consideră de forma:

$$F_{t1} \leq \phi G_a^s > G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{F_a}{G_a} + \frac{\delta \cdot dv}{g \cdot dt} \right] + G \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{F_a^I}{G} + \frac{\delta^I \cdot dv}{g \cdot dt} \right] \pm F_{i(r)}, \quad (8)$$

unde: F_{t1} - este forța de tracțiune la vehiculul trăgător; G_a, G - greutatea camionului tractor și a remorcii; G_a^s - încărcarea pe axul balansier; f - coeficientul de rezistență la rulare la camion și remorcă; α - rampa terenului; F_a, F_a^l - rezistențele frontale date de aer pe camion și remorcă (pentru $v \leq 40$ km/h, F_a, F_a^l se neglijează); δ - coeficientii maselor în mișcare de rotație la vehiculul trăgător (motor, transmisie, roți motoare), și respectiv δ^I - coeficientul pentru roțile remorcii; $\frac{dv}{dt}$ - accelerația masei autotrenului (camion și remorcă); $F_{i(r)}$ - forța de tracțiune la împingerea remorcii, la limita de aderență a tractorului din spate, $F_{t2i} \leq \varphi G_t^s$, sau, în caz de reținere a remorcii, cu tractorul din spate în regim dinamic de frânare:

$$F_{t2} \leq G_t \left[\varphi + (f \cos \alpha + \sin \alpha) \pm \frac{\delta^{II}}{g} \frac{dv}{dt} \right], \quad (9)$$

unde: G_t - este greutatea tractorului; G_t^s - încărcarea pe puntea din spate; φ - coeficientul de aderență la frânare; δ^{II} - coeficientul maselor în mișcare de rotație pentru tractor.

Considerăm forțele de tracțiune la roți, dezvoltate pe treptele de transmitere mecanică selectate în cutiile de viteze, la admisia plină a motorului, la camionul tractor și împingător de forma:

$$F_{t1} = \frac{M_{e1} i_{t1} \eta_{t1}}{r_R} \quad \text{și} \quad F_{i(r)} = \frac{M_{e2} i_{t2} \eta_{t2}}{r_R}, \quad (10)$$

Pentru calculul forțelor de tracțiune, relația (2) se poate folosi adaptată la camioane echipate cu transmisie hidromecanică cuplată cu o cutie de viteze.

În relațiile (10) s-au făcut următoarele notații: M_{e1}, M_{e2} - momentele efective dezvoltate de motoare la camionul tractor și împingător; i_{t1}, i_{t2} - rapoartele de transmitere mecanică, selectate în cutiile de viteze i_{cv} , înmulțite cu raportul de transmitere al angrenajului principal al punții motoare i_o , reductor i_r ($i_{t1,2} = i_{cv} i_o i_r$); η_{t1}, η_{t2} - randamentele mecanice ale transmisiilor. Raza dinamică a roților r_R , este aceeași la ambele camioane și la remorcă.

Pentru deplasarea convoiului, ținând seama de relația (10) în (8), bilanțul de tracțiune va fi:

$$\frac{M_{e1} i_{t1} \eta_{t1}}{r_R} > G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \right] + G \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta^I}{g} \frac{dv}{dt} \right] \pm \frac{M_{e2} i_{t2} \eta_{t2}}{r_R} \quad (11)$$

Accelerația masei totale în mișcare a convoiului, ținând seama și de influența pieselor în mișcare de rotație ale transmisiilor camionului se determină cu relația:

$$a = \frac{dv}{dt} \frac{M_e \frac{i_{t1} \eta_{t1}}{r_R} - \sum F_{ir}}{m \left[1 + \sum J_{R1} \frac{1}{mr_R^2} + J_m \frac{i_t^2 \eta_t}{mr_R^2} \right]} = \frac{F_R - \sum F_{ri}}{m \cdot \delta}, \quad (12)$$

în care $m = m_a + m_r$ - este masa totală a autotrenului (pentru camionul trăgător și remorca încărcată); $\sum J_R = \sum J_{R1} + \sum J_{R2}$, unde: $\sum J_{R1}$ este momentul de inerție al roților conduse la camion și remorcă; $\sum J_{R2}$ - momentul de inerție al roților motoare la camion; $\sum F_{ri} = \psi(G_a + G) + F_a$ - suma rezistențelor exterioare care acționează asupra autotrenului; J_m - momentul de inerție al pieselor în mișcare ale motorului; i_t, η_t - raportul de transmitere selectat în cutia de viteze, respectiv randamentul transmisiei.

La camioanele cu transmisie progresivă $\delta \neq ct$.

3. CALCULUL REACȚIUNILOR DINAMICE PE PUNȚILE AUTOTRACTOARELOR, TRAGATOR ȘI ÎMPINGĂTOR ȘI A REMORCII [1,4].

În figura 7 este prezentată schema de calcul, folosită pentru determinarea reacțiunilor dinamice pe punțile autotrenului de transport rutier greu, alcătuit din două autotractoare cuplate cu o remocă.

- Reacțiunile dinamice pe punțile autotractorului trăgător (cu balansier cu un rând de bare de reacțiune) de tipul (6x4) sunt:

$$Z_1 = \frac{G_a \cos \alpha [b_1 - (\varphi f) h_{g1}] + (Z_3 - Z_2) \frac{c}{2} - F_c (h_{g1} - h_c) - F_a (h_a - h_{g1})}{L_1 - \varphi h_{g1}}; \quad (13)$$

Calitățile de tracțiune și caracteristica de consum la echipamentele de transport pentru construcții cu transmisie mecanică și hidromecanică

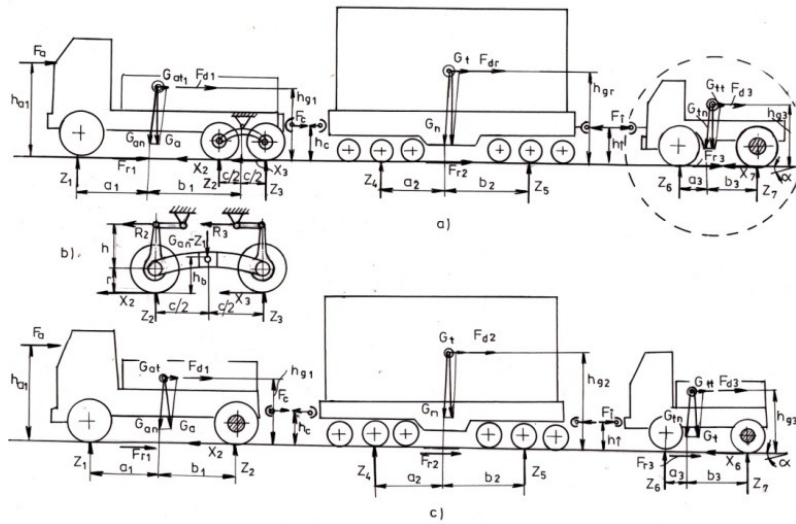


Fig.7. Scheme de calculul a reacțiunilor dinamice pe punțile autotrenului rutier: a)- autotractor (6x4) cu remorcă; b)- balansier cu punți motoare în tandem folosit la autotractorul (6x4); c)- autotren cu două autotractoare (4x2), unul trăgător și altul împingător, cuplate la remorcă.

Din echilibrul balansierului cu un rând de bare de reacțiune din fig.6,b, rezultă o relație de forma:

$$(Z_3 - Z_2) \frac{c}{2} = G_a \cos \alpha h_b (\varphi - f) + Z_1 f h_b + G_a \varphi \frac{r_R}{h} (h + r_R - h_b) - Z_1 \varphi \frac{r_R}{h} (h + r_R - h_b) \quad (14)$$

Pentru determinarea reacțiunii dinamice pe puntea din față la (6x4) în funcție de echilibrul balansierului, se introduce relația (14) în (13), rezultă:

$$Z_1 = \frac{G_a \cos \alpha [b_1 - (\varphi - f)(h_{g1} - h_b)] + \varphi \frac{r_R}{h} (1 - \frac{h_b - r_R}{h}) - F_c (h_{g1} - h_c) - F_a (h_a - h_{g1})}{L_1 - \varphi h_{g1} - f h_b + \varphi r_R (1 - \frac{h_b - r_R}{h})}; \quad (15)$$

În relația (15) se poate considera $F_a = 0$, dacă: $v < 40 \frac{km}{h}$.

Ținând seama de expresia reacțiunii dinamice Z_1 , calculată în condițiile de mai sus, se determină încărcarea pe axul balansierului în funcție de legătura cu remorca:

$$Z_2 + Z_3 = \frac{G_a \cos \alpha [a_1 - \varphi h_b - f h_{g1}]}{L_1 - \varphi h_{g1} - f h_b + \varphi r_R (1 - \frac{h_b - r_R}{h})} + \frac{F_c (h_{g1} - h_c)}{L_1 - \varphi h_{g1} - f h_b + \varphi r_R (1 - \frac{h_b - r_R}{h})} \quad (16)$$

Înlocuind forța de tracțiune la cârlig $F_c = G(f \cos \alpha + \sin \alpha)$, la $v = \text{const.}$, rezultă diferența de încărcare $\pm \Delta Z^{(6x4)}$ care acționează pe punțile camionului la tractarea remorcii, de forma:

$$\Delta Z^{(6x4)} = \pm \frac{F_c (h_{g1} - h_c)}{L_1 - \varphi h_{g1} - f h_b + \varphi r_R (1 - \frac{h_b - r_R}{h})} = \pm \frac{G(f \cos \alpha + \sin \alpha)(h_{g1} - h_c)}{L_1 - \varphi h_{g1} - f h_b + \varphi r_R (1 - \frac{h_b - r_R}{h})}. \quad (17)$$

pentru $h_{g1} = h_c$, rezultă $\Delta Z^{(6x4)} = 0$.

- *Reacțiunile dinamice pe punțile autotractorului trăgător de tipul (4x2):*

$$Z_1 = \frac{G_a \cos \alpha [b_1 - (\varphi - f) h_{g1}] - F_c (h_{g1} - h_c)}{L_1 - \varphi h_{g1}}; \quad (18)$$

$$Z_2 = \frac{G_a \cos \alpha [a_1 - f h_{g1}] + F_c (h_{g1} - h_c)}{L_1 - \varphi h_{g1}}; \quad (19)$$

- *Reacțiunile pe axele remorci* (fig.7), care este tractată și împinsă. Se consideră înălțimea barei de tragere egală cu cea de împingere, $h_c = h_i$, sunt:

$$Z_4 = \frac{G \cos \alpha (b_2 + f h_{g2})}{L_2} - \frac{(F_c + F_i)(h_{g2} - h_c)}{L_2}; \quad (20)$$

$$Z_5 = \frac{G \cos \alpha (a_2 - f h_{g2})}{L_2} + \frac{(F_c + F_i)(h_{g2} - h_c)}{L_2}. \quad (21)$$

- *Reacțiunile dinamice pe punțile tractorului împingător G_t de tipul (4x2):*

$$Z_6 = \frac{G_t \cos \alpha (b_3 - f h_{g3}) + F_1 (h_{g3} - h_i)}{L_3 - \varphi h_{g3}} \quad (22)$$

$$Z_7 = \frac{G_t \cos \alpha (a_3 - (\varphi - f) h_{g3}) - F_1 (h_{g3} - h_i)}{L_3 - \varphi h_{g3}} \quad (23)$$

Diferențele de încărcare pe punțile autotractoarelor plasate în fața convoiului sunt: $\pm \Delta Z^{(6x4)}$ la (6x4), și $\pm \Delta Z_{12}^{(4x2)}$ la (4x2). La tractorul împingător (4x2), acestea sunt $\pm \Delta Z_{67}^{(4x2)}$. Modul cum influențează aderența, diferențele de încărcare $\pm \Delta Z$ pe punțile motoare la camioanele tractor în relațiile (13 -23), comparativ cu camioanele singulare, depinde de poziția înălțimii centrelor de greutate $h_{g1,3}$ în raport cu barele de cuplare $h_{c,i}$.

Pentru remorcă avem: $\Delta Z_{45}^r = \pm \frac{(F_c + F_i)(h_{g2} - h_c)}{L_2}$ la: $h_c = h_i$.

4. INFLUENȚA CARACTERISTICILOR CONSTRUCTIVE ALE CAMIOANELOR ASUPRA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL [1,4].

Economia de combustibil la autovehicule depinde de consumul specific C_e al motorului și de condițiile în care se desfășoară circulația și de unele caracteristici constructive și funcționale ale autovehiculelor, care la rândul lor intervin la determinarea consumului de combustibil, conform lucrării[4].

Se consideră un autovehicul în regim de lucru cu transmisie mecanică, care se deplasează în cazul general de mișcare neuniform, pentru care bilanțul puterilor este:

$$\eta_t \cdot P = P_\psi + P_a + P_d, \quad (24)$$

în care: P – este puterea efectivă a motorului; η_t - randamentul transmisiei; P_ψ - puterea reprezentând rezistența la deplasare (rezistența la rulare și rezistența dată de pantă); P_a și P_d - puterea consumată dată de aer și respectiv la demararea autovehiculului.

Sau:

$$P = \frac{V}{3,6\eta_t} \left(\psi G_a + \frac{K \cdot A \cdot V^2}{13} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (\text{kW}) \quad (25)$$

unde: V - este viteza de circulație a autovehiculului; ψ - coeficientul de rezistență totală a drumului; K - coeficient aerodinamic; A - suprafața frontală a vehiculului; δ –coeficient ce ține seama de influența pieselor aflate în mișcare de rotație ale motorului, transmisiei și roților motoare; g - accelerația gravitațională. Având în vedere relația (25) și ținând seama de (5): $C_{100}^l = \frac{100 \cdot C_h}{\rho \cdot V}$ sau $C_{100}^l = \frac{c_e P}{100 \cdot \rho \cdot V}$, în $\left[\frac{l}{100 \text{ km}} \right]$ și $c_e = 1000 \frac{C_h}{P}$, în $\left[\frac{g}{\text{kW} \cdot h} \right]$, consumul de combustibil la 100 km rulați, va fi exprimat astfel [1,4]:

$$C_{100}^l = \frac{c_e}{3,6 \cdot 10^2 \rho \cdot \eta_t} \left(\psi G_a + \frac{K \cdot A \cdot V^2}{13} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right). \quad (26)$$

Din relația (26), rezultă că, în afară de coeficientul de rezistență a drumului ψ și de viteza de circulație V , consumul de combustibil C_{100}^l sau C_{100}^{kg} mai depinde de transmisie și de accelerația $\frac{dV}{dt}$ a mișcării autovehiculului.

Dacă se notează cu β , raportul dintre greutatea totală G_a și sarcina utilă Q a autovehiculului: $\beta = \frac{G_a}{Q}$, se obține expresia consumului de combustibil pentru tona kilometru de sarcină utilă transportată, și anume [5]:

$$C_{1km}^l = \frac{C_{100}^l}{100 \cdot \frac{Q}{1000}} = 10 \frac{C_{100}^l}{Q} = \frac{c_e \cdot \beta}{\rho \cdot \eta_t} \left(\psi G_a + \frac{K \cdot A \cdot V^2}{13} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right). \quad (27)$$

Calitățile de tracțiune și caracteristica de consum la echipamentele de transport pentru construcții cu transmisie mecanică și hidromecanică

Se constată că odată cu micșorarea raportului, scade și consumul de combustibil la tona kilometru efectuată, cea ce are loc odată cu creșterea sarcinii utile Q . Greutatea totală a autovehiculelor de transport este formată din:

$$G_a = G_0 + Q, \quad (28)$$

în care G_0 - este greutatea autovehiculului fără sarcină. Se constată că:

$$\beta = \frac{G_a}{Q} = 1 + \frac{G_0}{Q} = 1 + \varepsilon, \quad (29)$$

unde $\varepsilon = \frac{G_0}{Q}$ este coeficientul de folosire a greutății proprii a vehiculului, a cărei valoare tinde să fie cât mai mică. În funcție de acestea obținem în final expresia consumului de combustibil sub forma [4]:

$$C_{100}^I = \frac{c_e}{3,6 \cdot 10^2 \rho \eta_t} (1 + \varepsilon) G_a \left(\psi + \frac{K \cdot A \cdot V^2}{G_a} + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right), \quad (30)$$

unde coeficientul de calcul al influenței maselor aflate în mișcare de rotație δ este dat de relația:

$$\delta = 1 + \left[J_m \frac{i_t^2}{r_R^2} \eta_t + \sum \frac{J_{R2}}{r_R^2} \right] \cdot \frac{g}{G_a}, \quad (31)$$

sau:

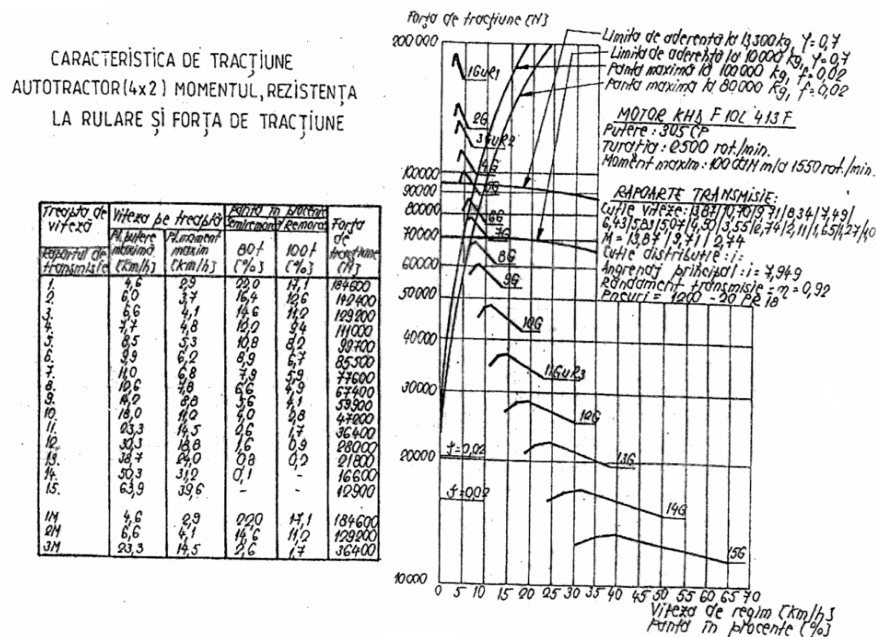
$$\delta = 1 + A \frac{g}{G_a} = 1 + A \cdot \frac{g}{G_0 + Q}, \quad (32)$$

în care: J_m - reprezintă momentul de inerție al pieselor aflate în mișcare de rotație ale transmisiei reduse la arborele motorului; J_{R2} - momentul redus al roților motoare.

În relația (32) mărimea sarcinii utile Q , conduce la micșorarea lui δ și conform cu relația (30), scade consumul de combustibil la tona kilometru în perioadele de accelerare. Reducerea consumului de combustibil este influențată de factorii β , δ , η_t și de valoarea raportului de transmitere i_0 al angrenajului principal [1,4].

Exemplu. În lucrarea [3] sunt indicate caracteristicile de tracțiune (momentul, rezistența la rulare și forța de tracțiune) pentru autotractoarele de tipul (4x2) și (6x4), folosite ca remorchere la autotrenuri cu remorcă sau semiremorcă (fig.8 și 9). Bilanțul de tracțiune al convoiului rutier greu, din considerente de aderență a punților motoare, la cele două autotractoare (tragător și împingător), cuplate cu remorca este de forma:

$$F_{t1} \leq \varphi G_a^{(6x4)} > G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \right] + G \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta^I}{g} \frac{dv}{dt} \right] \pm F_{ti} \leq \varphi G_t^{4x2} \quad (33)$$



CARACTERISTICA DE TRACȚIUNE
AUTOTRACȚOR (6x4) MOMENTUL, REZISTENȚA
LA RULARE ȘI FORȚA DE TRACȚIUNE

raport de viteză	viteză în regim (km/h)	moment maxim (kgm)	forță în tracțiune (kg)	forță în tracțiune (daN)
1	4,6	3,2	18,1	185000
2	6,0	4,2	14,2	204600
3	6,6	4,6	12,2	185700
4	7,7	5,4	10,6	159500
5	8,5	6,0	9,3	143200
6	9,9	7,0	7,7	123000
7	11,0	7,7	6,8	111500
8	12,6	8,8	5,6	96000
9	14,0	9,9	4,8	86000
10	16,0	12,6	3,3	67800
11	23,3	16,3	0,1	52300
12	30,3	21,2	1,2	40200
13	36,7	24,1	0,5	31900
14	37,3	35,2	-	23900
15	63,9	44,7	-	18600
1M	4,6	3,2	18,1	185000
2M	6,6	4,6	12,2	185700
3M	6,6	16,3	2,1	52300

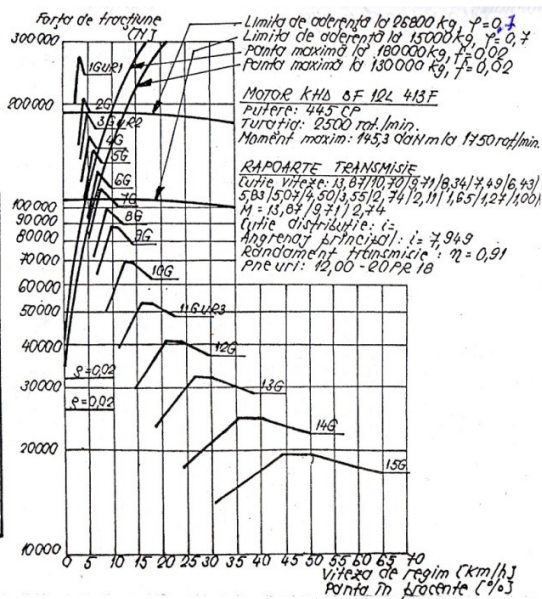


Fig.9 [3]

Pentru autotractoarele de tipul (6x4) condiția de mișcare $F_{t1} \leq \varphi G_a^{(6x4)}$ este îndeplinită dacă forța de tracțiune la roțile motoare (calculată cu relația 10) nu rupe aderența roților cu solul:

$$F_{t1} \leq \varphi G_a^{(6x4)} = \varphi (G_a^s + \Delta Z^{(6x4)}), \quad (34)$$

unde: G_a^s – sunt încărcările la axul balansier al autotractorului, în daN;

$\Delta Z^{(6x4)}$ – încărcarea dinamică suplimentară pe punțile motoare la camionul (6x4), la tractarea remorcii în rampă, relația (17) în daN.

Pentru tractorul de tip (4x2) trăgător sau împingător:

$$F_{t1} \leq \varphi G_t^{(4x2)} = \varphi (G_t^s \pm \Delta Z^{(4x2)}). \quad (35)$$

Diferențele de încărcare $\Delta Z^{(4x2)}$ pe punți la camioanele (4x2) sunt:

$$\text{la tractor } \Delta Z_{12}^{(4x2)} = \pm \frac{F_c(h_{g1} - h_c)}{L_1 - \varphi h_{g1}}, \text{ iar la cel împingător } \Delta Z_{67}^{(4x2)} = \pm \frac{F_i(h_{g3} - h_i)}{L_3 - \varphi h_{g3}} \quad (36)$$

În relațiile mai sus (13-23) și (33-36) s-au considerat: G_a - greutatea autotractorului (6x4), $G_a = 29000$ daN; cu coordonatele centrului de greutate $a_1 = 2,8$ m și $b_1 = 0,9$ m; G_t - greutatea tractorului (4x2), $G_t = 18000$ daN; cu coordonatele centrului de greutate $a_1 = 2,2$ m și $b_1 = 1,3$ m; G - greutatea remorcii încărcate, $G = 100000$ daN. Coordonatele centrului de greutate, ale remorcii încărcate, luate arbitrar: $a_2 = b_2 \approx 4$ m, $h_{g2} = 2,5$ m; f - coeficientul de rezistență la rulare, $f = 0,02$; φ - coeficientul de aderență dintre roata motoare și drum, $\varphi = 0,7$; α - rampa maximă a drumului, $\alpha = 6^\circ \approx 10\%$; c - lungimea pârghiei balansierului, $c = 1,6$ m; L - ampatamentul, $L_1 = L_3 = 3,5$ m; h_{g1}, h_{g3} - înălțimea centrului de greutate la camioane, $h_{g1} = h_{g3} = 1,1$ m, și respectiv înălțimea barelor de tracțiune sau de împingere, în raport cu drumul, h_c și $h_i = 0,9$ m; h_b - înălțimea la centrul bulon de fixare al balansierului la șasiu, față de drum, $h_b = 0,7$ m; F_i - forța de împingere, în daN; r_R - raza roților motoare, $r_R = 0,6$ m. Folosind datele de mai sus, condițiile pentru asigurarea forțelor de tracțiune, la limita de aderență a camioanelor cuplate cu remorca la urcarea unei rampe de 10% sunt: pentru autotractorul din față de tip (4x2) $F_{t1} \leq \varphi G_t^{(4x2)}$ sau (6x4) $F_{t1} \leq \varphi G_a^{(6x4)}$ și pentru împingătorul (4x2), $F_{t1} \leq \varphi G_t^{(4x2)}$, iar valorile obținute sunt cele indicate în tabelul 1, în daN.

Tabelul 1

Limita de aderență pentru punțile motoare la (6x4) cu influența remorcii	Limita de aderență pt. puntea motoare la (4x2) trăgător și împingător cu inf. remorcii	Limita de aderență comparată cu rezistența totală la rulare la autotren
$Z_1 - \Delta Z^{(6x4)} = 13106,21 - 803,81 = 12302,4 \text{ daN}$;	-	
$Z_2 + Z_3 + \Delta Z^{(6x4)} = 15734,84 + 803,81 = 16538,65 \text{ daN}$;	$F_{t1} \leq \varphi G_{amax}^{(6x4)} = 11577 \text{ daN} < 15996 \text{ daN}$	
-	$Z_1^{(4x2)} = 4545,8 \text{ daN}$; $Z_2^{(4x2)} = 13356,5 \text{ daN}$; $\varphi G_{amax}^{(4x2)} = 9349,6 < 15056,1 \text{ daN}$	
	$Z_6^{(4x2)} = 9595 \text{ daN}$; $Z_7^{(4x2)} = 8306,4 \text{ daN}$; $\varphi G_{amin}^{(4x2)} = 5814,5 < 15056,1 \text{ daN}$	
	$\Rightarrow F_{t1}^{(4x2)} + F_{t1}^{(4x2)} \leq \varphi G_{amax}^{(4x2)} + \varphi G_{amin}^{(4x2)} = 15164,1 > 15056,1 \text{ daN}$	

Izolând remorca, încărcările pe cele două punți convenționale sunt: $Z_4 = 46696,22 \text{ daN}$ și $Z_5 = 52755,97 \text{ daN}$, cu $\Delta Z_{45}^r = \pm \frac{(F_c + F_i)(h_{g2} - h_c)}{L_2} = 3651,45 \text{ daN}$, când: $h_c = h_i$.

NOTĂ: La calculul încărcărilor pe punțile motoare la autotractoarele (6x4) și (4x2), la urcarea rampei de 10%, s-a ținut seama de diferențele de încărcare suplimentare ΔZ , generate de remorcă. Valorile încărcărilor pe punțile motoare, la autotractoare speciale pentru lucrări de tracțiune, indicate în diagramele din fig. 8 și 9 sunt [3], pentru: (4x2), $G_t^{s(4x2)} = 10000 \text{ la } 13000 \text{ daN}$, și pentru (6x4), $G_a^{s(6x4)} = 15000 \text{ până la } 26800 \text{ daN}$.

5. COMENTARIU PRIVIND INFLUENȚA CARACTERISTICILOR CONSTRUCTIVE ALE CONVOIULUI, ASUPRA TRACȚIUNII ȘI CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL.

Încărcarea la axul balansier $G_a^{s(6x4)}$ se amplifică cu $+\Delta Z^{(6x4)}$, sub acțiunea remorcii, la pornirea cu șoc sau la cuplarea treptelor de viteze. Dacă în relația (17), $h_g = h_c$, atunci $\Delta Z^{(6x4)} = 0$. Autotractorul (6x4) cu $G_a = 29000 \text{ daN}$, nu poate tracta singur remorca pe o pantă de 10%. El trebuie să fie ajutat cu un împingător (4x2), sau, să fie lestat corespunzător, pentru ca încărcarea pe punțile motoare să ajungă la 26800 daN, corespunzător cu fig.9. La camioanele (4x2), trăgător și împingător, diferențele de încărcare pe punții $\pm \Delta Z^{(4x2)}$, sunt date de relația (36). Cu cele două autotractoare (4x2) cuplate la remorca, se poate urca panta de 10%. Diferența de încărcare $\pm \Delta Z_{45}^r$ pe axele remorcii depinde de: $F_{t1}^{(4x2)}$, F_c , L_2 și h_{g2} .

Pentru deplasarea autotrenului cu camionul (6x4) lestat în rampă, trebuie îndeplinită condiția [4]:

$$\sum R_{ri} \leq F_t \leq \varphi(Z_2^I + Z_3^I + \Delta Z^{(6x4)}), \text{ iar } F_{tmax} = X_{max} = \varphi(Z_2 + Z_3 + \Delta Z^{(6x4)}),$$

unde: $\sum R_{ri}$ - reprezintă rezistența la deplasarea convoiului.

Egalitatea se menține și sub forma:

$$\frac{F_{tmax} - F_a}{G_0 + Q^I} = \frac{\varphi Z - F_a}{G_0 + Q^I} = D, \text{ (unde } D \text{ este factorul dinamic în priză directă, } D = \psi),$$

de unde: $D = \frac{\varphi Z}{G_0 + Q^I} - \frac{F_a}{G_0 + Q^I} = \gamma_{tmax} - \frac{K.A.V^2}{13(G_0 + Q^I)}$, în care: γ_{tmax} - este forța specifică maximă de tracțiune permisă de aderență, și $\frac{F_a}{G_0 + Q^I}$ - rezistența specifică a aerului, la o anumită viteză pentru autotren.

Pentru calculul consumului de combustibil al autotractoarelor cuplate la remorcă, exprimat în litri la 100 km parcurși, se folosește relația (30), unde consumul specific de

combustibil la motoarele MAC : $c_e = 195 \div 240 \frac{g}{kWh}$ [4], iar sarcina max. $Q^I = Q + \ll \text{lest suplimentar} \gg$. Autotractoarele (4x2) și (6x4) pot tracta remorca în rampă, dacă forțele de tracțiune necesare, conform relației (10), sunt folosite eficient la limita de aderență a roților motoare, în concordanță cu treptele de viteze indicate pe diagramele din fig. 8 sau 9 [3].

Pot fi folosite camioane pentru tractarea remorcilor de mărimi medii, prevăzute cu un schimbător de viteze manual, iar pentru aplicații deosebit de dificile cu Powertronic, transmisie automată power-shift cu convertizor de cuplu[6]. Hidroconvertizorul la autocamioane (cu $i_0 = 4$), este asociat cu o cutie de viteze mecanică și cu reductoarele finale montate la roți, pentru a obține forțe de tracțiune mai mari.

Din analiza curbelor caracteristicii de consum $C_{100}^l = f(V)$ ale unui autovehicul cu transmisie hidromecanică în priză directă, pentru trei valori ($i_0 = 4, 4,5, 5,5$) ale raportului de transmitere i_0 , se constată consumuri apreciable mai mari odată cu creșterea lui i_0 , deoarece dacă crește valoarea coeficientului specific de rezistență la drum ψ , pe care autovehiculul îl poate învinge, curbele C_{100}^{kg} sau C_{100}^l se vor deplasa în sus pe diagrama de consum [4].

BIBLIOGRAFIE:

- [1] Untaru M., Stoicescu A., Poțincu Gh., Pereț Gh., Tabacu I. - *Dinamica autovehiculelor pe roți cu pneuri*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- [2] Pană Gh., Sârbu L. - *Principii de alcătuire a convoaielor pentru transportul rutier agabaritic*, Revista Mecanizarea Construcțiilor, București, nr.4, 1980.
- [3] Sârbu L. - *Motoare termice. Mașini de tracțiune și transport pentru construcții*, Editura Economică, București, 2010.
- [4] Urdăreanu T., ș. a. - *Propulsia și circulația autovehiculelor cu roți*, Editura științifică, București, 1987, pag. 371-375.
- [5] x x x - Cometto, *IMS-MSPM, Modular Trailers on Hydraulic Suspensions*, Industrie Cometto, S.p.
- [6] x x x - *Volvo FM, FE și FL Caracteristici*; Volvo Trucks, Driving Progress, Volvo Truck Corporation, Printed in Sweden, 2007, 37 p.