

Caracteristica de consum a vehiculelor și utilajelor de construcții echipate cu transmisie hidromecanică.

Prof.univ.dr.ing. Sârbu Laurențiu

Departamentul Mașini de Construcții și Mecatronică, UTCB

1. Soluții constructive pentru transmisii hidromecanice.

În continuare sunt prezentate diferite scheme constructive pentru transmisii hidromecanice folosite la vehicule și utilaje de construcții. În figura 1, este dată schema de principiu a unei transmisii hidraulice pentru o mașină de tracțiune pe șine (de ex. o locomotivă, folosită la tractarea garniturilor de vagoane de marfă).

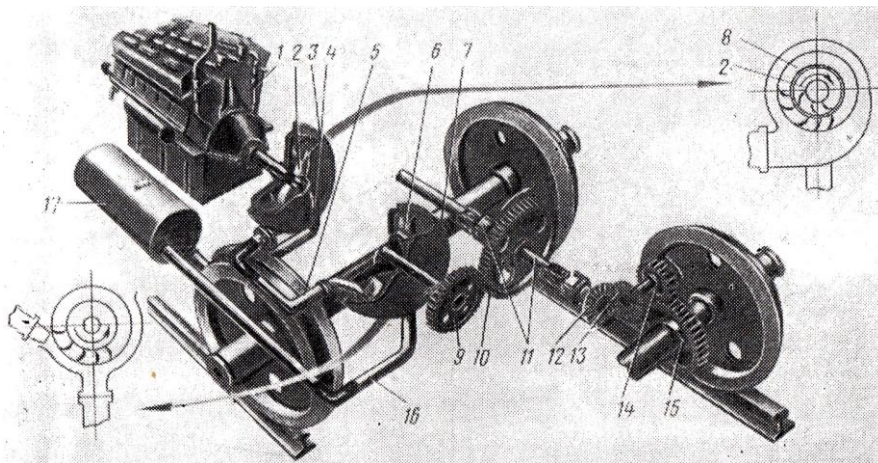


Fig. 1. Schema principală a transmisiei hidrodinamice la un vehicul pe șine [5]: 1- motorul diesel; 2- roata motoare a pompei; 3- pompa centrifugă; 4,5- conducte; 6- roata turbinei; 7- hidroturbina; 8- aparatul director al pompei; 9,10 - roți dințate ale transmisiei mecanice; 11- arbori cardanici; 12,13,14,15- roți dințate ale reductorului axial; 16- conducta de golire; 17- rezervor pentru lichidul de lucru.

În fig.2. este prezentată schema cinematică a transmisiei hidromecanice a sistemului de mers pe șenile la tractorul Caterpillar DG7, pe care se montează o lamă de buldozer sau diferite alte echipamente de construcții. De exemplu, în schema cinematică a tractorului D7G (fig.2) cu transmisie hidromecanică, este inclusă transmisia cu două fluxuri de putere, cu diferențial la ieșire și cu puterea însumată la discul conducător al seriei planetare a cutiei de viteze planetare, transmisia centrală. Mecanismul de viraj, constând din mecanisme de fricțiune laterale, frâne și o transmisie finală în două trepte, cu axele arborilor fixe.

Cutia de viteze asigură trei trepte de mers înainte la cuplarea discurilor de frână (menționate la numărător) și de mers înapoi (la numitor):

Treptele	I	II	III
Frânele	F1 F3 /F2 F5	F1 F3 /F2 F3	F1 F3/F2 F4

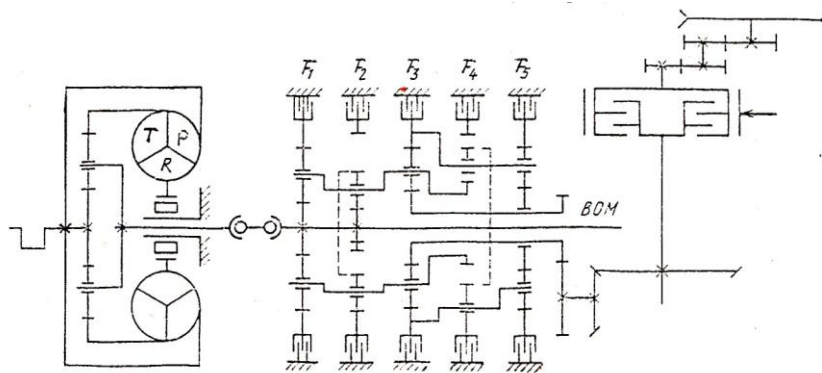


Fig.2. Schema cinematică a transmisiei hidromecanice a tractorului DG7 [6]: T,P,R- roata turbinei, respectiv roata pompei și a reactorului; $F_1 - F_5$ - discurile de frână cu care se comandă schimbarea treptelor de viteze ale transmisiei mașinii.

Folosind construcția unei transmisii hidromecanice cu pompă și turbină se asigură constructiv circulația torului de fluid prin hidrotransformator (fig.3,a).

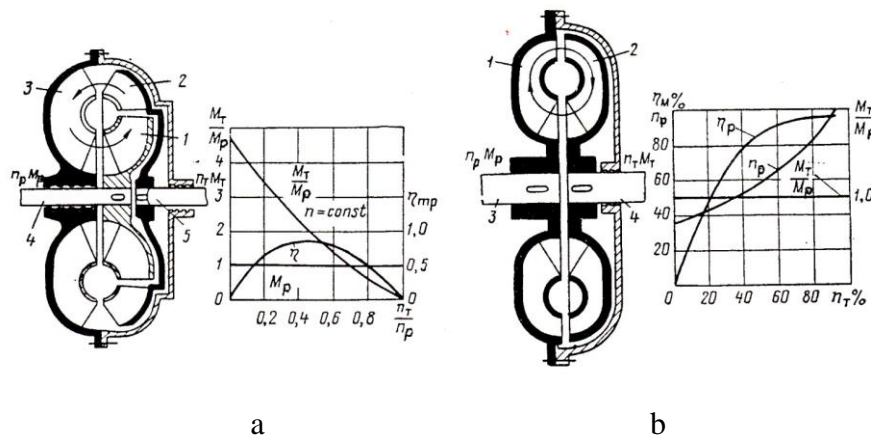


Fig. 3. Principiul de funcționare al unei transmisii hidrodinamice [5] de tipul: a)- hidrotransformator: 1- roată pompă; 2- roată turbină; 3- aparatul director; 4- arbore conducător; 5- arbore condus; b) - ambreiaj hidraulic: 1- roata pompă; 2- roata turbină; 3- arbore conducător; 4- arbore condus.

În fig.3,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.

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.

Hidrotrasformatoarele (hidroconvertizoarele) sunt capabile, în funcție de raportul dintre turația arborelui condus și arborelui conducător ($\frac{n_T}{n_P}$), să modifice lin mărimea momentului de rotație M_P după cum este arătat pe caracteristica exterioară dată în fig.3,a.

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

2. Calculul caracteristicii de consum la autovehiculele folosite pe șantiere și utilajele echipate cu hidroconvertizor[2,3].

La autovehiculele folosite pe șantiere și utilajele echipate cu hidroconvertizor, pentru calculul caracteristicii de consum, este necesar să se cunoască caracteristica adimensională a hidroconvertizorului și diametrul său activ D (diametrul exterior al torului de circulație al lichidului).

Caracteristica adimensională (v. fig.4) 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.

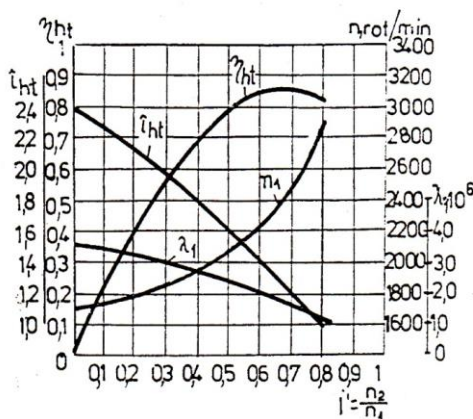


Fig.4[2,3]

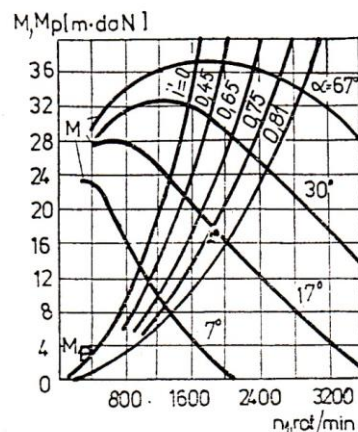


Fig.5[2,3]

În cea ce privește motorul care echipază 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.

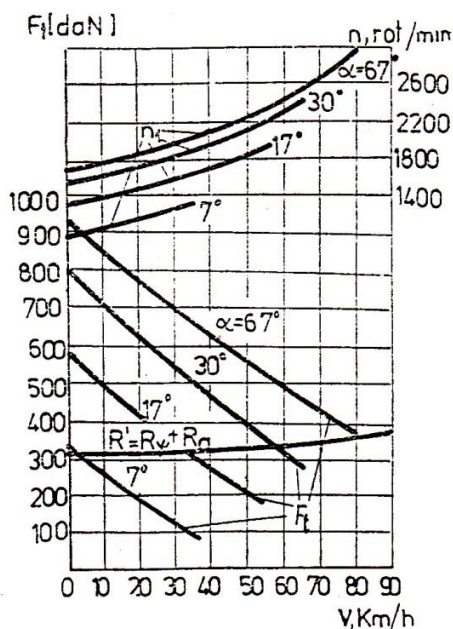


Fig.6[2,3]

Cu ajutorul relației pentru momentul absorbit de rotorul –pomă:

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

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 $i^l = \frac{n_2}{n_1}$ al raportului de transmitere cinematic, începând cu $i^l = 0$ (care corespunde momentului pornirii din loc a mașinii, când $n_2 = 0$).

Valoarea coeficientului adimensional λ_1 (corespunzător în caracteristica adimensională valorii i^l 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 $M_p = f(n_1, i^l)$, pe care se trasează curbele momentului motor M , pentru admisie plină și pentru admisie parțială (fig.5).

Cu ajutorul caracteristicii de încărcare se construiește caracteristica de tracțiune a autovehiculului (fig.6), 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^l , 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[3]:

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

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^l – 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; pentru 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.4) [2,3].

Viteza corespunzătoare a autovehiculului se calculează cu relația:

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

Pe caracteristica de tracțiune din fig.6, 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 figura caracteristicii se trasează și curba rezistențelor la înaintare R^l calculată cu relația:

$$R^l = R \cdot \psi + R_a = \psi \cdot G_a + \frac{KAV^3}{13} \quad (4)$$

Abscisele punctelor de intersecție cu curbele R^l cu fiecare din curbele F_t ale caracteristicii de tracțiune, reprezintă vitezele autovehiculului pentru fiecare din unghiurile α de deschidere a admisiunii motorului.

Cu ajutorul curbelor n_1 din partea superioara a caracteristicii din fig.6, 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 a consumului orar, pentru fiecare din punctele de intersecție, cu care se calculează consumul de combustibil[3]:

$$C_{100}^l = \frac{100 \cdot C_h}{\rho \cdot V}. \quad (5)$$

Procedând analog pentru diverse valori ale coeficientului de rezistență totală la rulare ψ ,

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha,$$

unde α reprezintă aici panta drumului, și f – coeficientul de rezistență la rulare al drumului, 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.

Prezența hidroconvertizorului, asigură variația continuă și automată a raportului de transmitere dintre motor și roțile motrice ale mașinii, și, în afară de avantajul automatizării conducerii, transmisia hidromecanică prezintă și avantajul îmbunătățirii consumului de combustibil, față de transmisia mecanică în trepte, deoarece permite folosirea motorului la regimul de consum optim.

În legătura cu aceasta, trebuie remarcat că, randamentul unui hidroconvertizor este mai scăzut decât randamentul unui schimbător de viteze mecanic, în special în zona rapoartelor de transmitere mari sau mici, de unde rezultă o înrăutățire a consumului de combustibil.

În cazul hidroconvertizoarelor complexe, la trecerea lor în regim de hidroambreiăj, cu toate că randamentul este mai ridicat decât la hidroconvertizorul simplu, consumul de combustibil rămâne totuși, puțin mai mare, decât în cazul unui schimbător de viteze în trepte, datorită pierderilor prin alunecare ale hidroambreiăjelor, și a celor din echipamentul hidraulic auxiliar.

Pentru a îmbunătăți consumul de combustibil, la autovehiculele cu hidroconvertizor, raportul de transmitere i_0 al angrenajului principal se micșorează, față de același vehicul prevăzut cu schimbător mecanic în trepte.

De regulă, la utilajele de săpat și transportat pentru construcții, la efectuarea transportului încărcăturii, după operația de săpare și încărcare a pământului în cupă, se folosește transmisia mecanică cu schimbător de viteze în trepte, pentru a mări randamentul transmisiei, și a reduce consumul de combustibil.

3. Dinamica exploatarei utilajelor folosite la lucrări de transport rutier greu în construcții-montaj[5,6,7].

Aici un exemplu, este acela al autotrenurilor folosite la transportul rutier greu al unor sarcini excepționale, care au prevăzut la partea din față a convoiului, unul sau două camioane, și respectiv un camion plasat în spate, pentru deplasarea în siguranță: în rampă, pantă, sau la înscrierea în viraj. Astfel de convoaie se folosesc frecvent la sistemele alcătuite din remorci agabaritice încărcate cu sarcini grele, care trebuie să se deplaseze pe drumuri publice în condiții de siguranță. În fig. 7 este prezentată o remorcă Cometto, 1MS-MSPM, din seria trailere modulate cu suspensie hidraulică [7]. La convoiul fig.7 se remarcă faptul că, autocamioanele folosite la tractarea remorcii sunt de construcție specială.



Fig.7[7].

NOTĂ: 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).

Suspensiile în compas pendulare Cometto, datorită cursei lor pe verticală și unghiului de bracare, permit remorcii exaladarea bordurilor sau trecerea prin șanțuri care apar în calea deplasării vehiculului, inevitabile în timpul transportului, menținând platforma perfect orizontală și asigurând, în același timp, o bună manevrabilitate în teren.

În orice condiții de lucru, sistemul de control al nivelului platformei față de sol garantează siguranța condițiilor de operare ale ansamblului de transport.

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 rotire) la platformă, grinzi de egalizare a încărcării transmise de sarcinile transportate etc.

În acest caz, sistemul rutier este format dintr-un camion tractor plasat în față, care tractează remorca, și un camion plasat în spate, folosit pentru încetinirea convoiului sau la împingerea lui. Forța la cârlig la camionul din față este:

$$F_c = F_{R1} - G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + F_a + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \right] \pm F_{i(r)}, \quad (6)$$

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

Ținând seama de relația (6), bilanțul de tracțiune la vehiculul trăgător al convoiului în general se poate considera de forma:

$$F_{R1} = G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + F_a + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \right] + G \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + F_a^I + \frac{\delta^I}{g} \frac{dv}{dt} \right] \pm F_{i(r)}, \quad (7)$$

unde: F_{R1} - este forța de tracțiune la vehiculul tragător; G_a, G - greutatea camionului tractor și a remorcii; f - coeficientul de rezistență la rulare la camion și remorcă; α - rampa terenului; F_a, F_a^I - rezistențele frontale date de aer pe camion și remorcă, care la viteze mai mici de $v < 40$ km/h se neglijează; δ, δ^I - coeficienții dinamici ai maselor în mișcare de rotație la vehiculul tragător (pentru motor, transmisie și roți), și respectiv coeficientul dinamic al roților remorcii; $\frac{dv}{dt}$ - accelerația masei autotrenului (camion și remorcă); $F_{i(r)}$ - forța de împingere sau de reținere, realizată de tractorul din spate, care în regim dinamic de lucru are forma:

$$F_{i(r)} = G_t \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta^{II}}{g} \frac{dv}{dt} \right], \quad (8)$$

unde: G_t - este greutatea tractorului și δ^{II} - coeficientul maselor aflate în mișcare de rotație pentru motor, transmisie și roți.

Considerăm forțele de tracțiune pe diferite trepte de transmisie selectate în cutia de viteze la camionul tractor și la cel împingător de forma:

$$F_{R1} = \frac{M_{e1} i_{t1} \eta_{t1}}{r} \quad \text{și} \quad F_{i(r)} = \frac{M_{e2} i_{t2} \eta_{t2}}{r}, \quad (9)$$

Acestea pot fi și de tipul relației (2) dacă camioanele au transmisii hidromecanice.

În relațiile (9) 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 transmisie mecanică, selectate în cutiile de viteze; η_{t1}, η_{t2} - randamentele mecanice ale transmisiilor. Raza dinamică a roților r , este aceeași la camioane și remorcă.

Pentru regimul constant de lucru al tractorului împingător, ținând seama de (9) în (7), bilanțul de tracțiune al convoiului este:

$$\frac{M_{e1} i_{t1} \eta_{t1}}{r} = G_a \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \right] + G \left[(f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta^I}{g} \frac{dv}{dt} \right] \pm \frac{M_{e2} i_{t2} \eta_{t2}}{r} \quad (10)$$

Accelerația masei totale în mișcare a convoiului se determină cu relația:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{M_e \frac{i_{t1} \eta_{t1}}{r} - \sum F_{ir}}{m \left[1 + \sum J_R \frac{1}{mr^2} + J_m \frac{i_t^2 \eta_t}{mr^2} \right]} = \frac{F_R - \sum F_{ir}}{m \cdot \delta}, \quad (11)$$

în care $m = m_a + m_r$ - masa totală a autotrenului (pentru camionul trăgător și remorcă 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; $\sum F_{ir} = \psi(G_a + G) + F_a$ - suma tuturor 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 transmisie.

La camioanele cu transmisie progresivă $\delta \neq ct$. Pentru acestea se consideră o valoare δ_1 care depinde de turația pompei și turbinei hidrotransformatorului $\frac{dn_1}{dn_2} \neq 0$. Avem:

$$\delta_1 = 1 + J_1 \frac{K \cdot i_t^2 \eta_t}{mr^2} \frac{dn_1}{dn_2} + J_2 \frac{i_t^2 \eta_t}{mr^2} + J_m \frac{i_t^2 \eta_t}{mr^2} + \sum J_R \frac{1}{mr^2}; \text{ pentru un transformator netransparent};$$

$$\delta_1 = 1 + J_2 \frac{i_t^2 \eta_t}{mr^2} + J_m \frac{i_t^2 \eta_t}{mr^2} + \sum J_R \frac{1}{mr^2}, \text{ pentru un transformator transparent cu } \frac{dn_1}{dn_2} = 0.$$

4. Influența caracteristicilor constructive ale autovehiculelor asupra consumului de combustibil[1,2,3].

Economia de combustibil la autovehicule depinde de consumul specific C_e al motorului, și de condițiile în care se desfășoară circulația autovehiculului. Sunt însă, și unele caracteristici constructive și funcționale ale autovehiculelor, care la rândul lor intervin la determinarea consumului de combustibil, și care vor fi analizate mai jos.

Se consideră un autovehiculul care se deplasează în cazul general de mișcare, neuniform, pentru care bilanțul puterilor este:

$$\eta_t \cdot P = P_\psi + P_a + P_d, \quad (12)$$

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:

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

în care: 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.

Cu această relație consumul de combustibil la 100 km rulați, va fi exprimat astfel:

$$C_{100}^l = \frac{C_e}{\delta \eta_t} \left(\psi G_a + \frac{K \cdot A \cdot V^3}{13} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right) \cdot 10^{-4}. \quad (14)$$

Din această relație, 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.

Relația (14) mai poate fi scrisă și sub forma:

$$C_{100}^l = \frac{c \cdot G_a}{\rho \cdot \eta_t} \left(\psi G_a + \frac{K \cdot A \cdot V^3}{13} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right), \quad (15)$$

din care, 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:

$$C_{1km}^l = \frac{C_{100}^l}{100 \cdot \frac{Q}{1000}} = 10 \frac{C_{100}^l}{Q} = \frac{c \cdot \beta}{\rho \cdot \eta_t} \left(\psi G_a + \frac{K \cdot A \cdot V^3}{13} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right). \quad (16)$$

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 .

Cunoscând că greutatea totală a autovehiculelor de transport este formată din:

$$G_a = G_0 + Q, \quad (17)$$

în care G_0 - este greutatea autovehiculului fără sarcină, se constată că:

$$\beta = \frac{G_a}{Q} + \frac{G_0}{Q} = 1 + \varepsilon, \quad (18)$$

în care $\varepsilon = \frac{G_0}{Q}$ este coeficientul de folosire a greutății proprii a vehiculului, a cărei valorare tinde să fie cât mai mică (adică cu o greutate proprie mică a mașinii să se transporte sarcini cât mai mari). Odată cu micșorarea lui $\varepsilon = \frac{G_0}{Q}$, crește sarcina utilă, crește și productivitatea transportului, și scade consumul de combustibil la tona kilometru.

Pe de altă parte, cunoscând coeficientul de calcul al influenței maselor aflate în mișcare de rotație dat de relația:

$$\delta = 1 + \left[J_m \frac{i_t^2}{r_R^2} \eta_t + \sum \frac{J_R}{r_R^2} \right] \cdot \frac{g}{G_a}, \quad (19)$$

unde: J_m - reprezintă momentul de inerție al pieselor aflate în mișcare de rotație ale transmisiei reduse la arborele motorului; J_R - momentul redus al roților motoare.

Se face notația:

$$\delta = 1 + A \frac{g}{G_a} = 1 + A \cdot \frac{g}{G_0 + Q}, \quad (20)$$

în care se constată că mărirea sarcinii utile Q , conduce la micșorarea lui δ , și conform cu relația (16), scade consumul de combustibil la tona kilometru în perioadele de accelerare. Și îmbunătățirea randamentului transmisiei, tot din relația (16) conduce la micșorarea consumului de combustibil. În afară de factorii β , δ , η_t examinați mai sus, reducerea consumului de combustibil este influențat și de valoarea raportului de transmitere i_0 al angrenajului principal.

5. Concluzii asupra alcătuirii convoaielor de transport rutier și influența caracteristicilor constructive ale autovehiculelor asupra consumului de combustibil:

- a) – todeauna tractorul mai puternic este pus la partea din față, să tracteze convoiul;
- b) - ordinea de plasare a tractoarelor în convoi este determinată de configurația drumului, astfel: a)- pentru drum drept, rampă (se pun unul sau două tractoare la partea din față, pentru a realiza o forță de tracțiune mare); b)- la drumul în pantă tractorul mai puternic se pune în față, iar cel plasat în spate lucrează pe o treaptă de viteze inferioară dezvoltând astfel o forță de reținere a convoiului;
- c) - selectarea treptelor de transmisie în cutiile de viteze la tractorul trăgător, și la cel împingător, se face în funcție de necesitățile practice care apar în teren, pentru a asigura o forță de tracțiune la roțile motoare necesară condițiilor din teren și un consum redus de combustibil;
- d) - regimul dinamic imprimat convoiului, este impus de tractorul din față, sau, în cazuri extreme împreună de cele două tractoare, cel trăgător și împingător;
- e) - configurația stabilită la alcătuirea convoiului, va lua în considerare dinamica mișcării sistemului rutier în exploatare. Pentru aceasta, este necesară cunoașterea valorii coordonatelor centrelor de greutate a celor două vehicule, la cel trăgător și împingător, precum și mărimea ampatamentelor acestora, inclusiv a înălțimii barelor de tracțiune - comandă și de împingere a remorcii în raport cu solul.
- f) - un rol important îl are și valoarea coeficientul de aderență φ , dintre roțile motoare și drum la autotractoare, în funcție de situațiile concrete de drum, pentru un drum drept, în pantă sau rampă.

În concluzie, la executarea lucrărilor de tracțiune în construcții, ca de altfel și în alte domenii de activitate, sunt mai rentabile în exploatare autovehiculele cu capacitate mai mare de transport, respectiv camioanele, dumperele, sau autotractoarele care lucrează în agregat cu diferite tipuri de remorci sau semiremorci, cu condiția ca acestea să fie încărcate la capacitatea lor maximă. Parametrii acestor mașini indicați mai sus la punctele c), e) și f) influențează direct asupra caracteristicii de consum a vehiculelor.

Prezența hidroconvertizorului, asigură variația continuă și automată a raportului de transmisie dintre motor și roțile motrice ale mașinii, și, în afară de avantajul automatizării conducerii, transmisia hidromecanică prezintă și avantajul îmbunătățirii consumului de combustibil, față de transmisia mecanică în trepte, deoarece permite folosirea motorului la regimul de consum optim.

Din analiza curbelor caracteristicii de consum $C_{100}^l = f(V)$ ale unui autovehicul în priză directă, pentru trei valori ($i_0 = 4, 4,5, 5,5$) ale raportului de transmitere i_0 , se constată consumuri apreciabile mai mari odată cu creșterea acestui raport i_0 , deoarece crește valoarea coeficientului specific total de drum ψ , pe care autovehiculul îl poate învinge, ceea ce face ca curbele C_{100}^{kg} sau C_{100}^l , să se deplaseze în sus pe diagramă, indicând această creștere[3].

Bibliografie:

1. Frățila, Gheorghe- Calculul și construcția automobilelor, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
2. Marin Untaru, Aurel Stoicescu, Gheorghe Poțincu, Gheorghe Pêreș, Ion Tabacu- Dinamica autovehiculelor pe roți cu pneuri, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
3. Urdăreanu, Tiberiu.ș.a.- Propulsia și circulația autovehiculelor cu roți, Editura Științifică, București, 1987.
4. Niculae Tecușan, Enache Ionescu – Tractoare și automobile, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
5. Sârbu Laurențiu- Utilaje rutiere și tehnologii de transport, Partea a-II-a, Universitatea Tehnică de Construcții București, Catedra Mașini de Construcții, 2001.
6. Sârbu Laurențiu, Legendi Amelitta - Utilaje și mașini de tracțiune și transport pentru construcții, operațiuni miniere și drumuri, Vol. I și II, MatrixRom, București, 2014.
7. x x x -Cometto, IMS-MSPM, Modular Trailers on Hidraulic Suspensions, Industrie Cometto, S.p. A., Italy.

Rezumat

Caracteristica de consum a vehiculelor și a utilajelor de construcții echipate cu transmisie hidromecanică.

Articolul prezintă caracteristicile de consum ale vehiculelor și ale utilajelor de construcții echipate cu transmisie hidromecanică, cu aplicație la un convoi de transport rutier greu compus din două autotractoare (unul trăgător și altul împingător) de construcție specială (la care consumul de combustibil este influențat și de creșterea valorii raportului de transmitere al angrenajului principal i_0), ambele cuplate la o remorcă. Se face analiza bilanțului de tracțiune al convoiului la funcționarea în regim dinamic, și se justifică modul cum influențează caracteristicilor constructive ale autovehiculelor, și cuplajul lor cu remorca, asupra consumului de combustibil.