

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

POWER CHARACTERISTICS OF THERMAL MACHINES FOR LOCOMOTIVES

Melania TUDOSE DUMITRU¹, Monica VĂLU², Adrian Ioan MUNTEAN³,
Claudiu-Nicolae BADEA⁴, Marius BOLĂNU⁵, George DUMITRU⁶

¹ Universitatea Ecologică București, Bld. „Vasile Milea” nr. 1G, sect. 6, București, România
e-mail autor: Melania TUDOSE DUMITRU: melania76dumitru@gmail.com

^{2,3,4,5,6} Autoritatea Feroviară Română, Calea Griviței nr. 393, sect. 1, București, România
e-mail autor: Monica VĂLU: mmonicavalu@yahoo.com; Ioan Adrian MUNTEAN:
adrianmuntean67@yahoo.com; Claudiu-Nicolae BADEA: badeaclaudiun@gmail.com; Marius
BOLĂNU: bolanumarius@gmail.com; George DUMITRU: george.dumitru.cfr@gmail.com

Rezumat: Lucrarea prezintă un scurt istoric și câteva caracteristici termodinamice specifice câtorva tipuri de locomotive cu motoare termice de tracțiune care au parcurs un proces continuu de dezvoltare, modernizare și evoluție în spațiul est european în decursul ultimilor 60 de ani, inclusiv în România. Astfel, în anul 1949 fabricile cehoslovace „Škoda” de la Plzeň au dobândit drepturi de licență de la „Schweizerische Lokomotiv und Maschinenfabrik” din Winterthur și Société Anonyme des Ateliers de Sécheron. Primul prototip de locomotivă a fost finalizat în 1952. Mai târziu, au fost livrate 100 de mașini care au fost clasificate „E499.0” iar ulterior au fost livrate alte 140 de locomotive care au fost expediate în șase loturi, diferind în detalii minore de la tipul 12E1 până la 12E6. Clasa 499.1 (ulterior clasa 141) avea diferite tipuri de transmisii și aparataje / instalații și organe de mașini modificate, în timp ce clasa E469.1 (ulterior clasa 121) avea un raport de transmisie de reducere diferit și un efort de tracțiune mai mare. Clasa de locomotive 121 a fost destinată traficului de marfă și a fost dezvoltată în continuare în clasele 469.2 (ulterior clasa 122) la masă ușor redusă iar locomotivele 469.3 (ulterior clasa 123) cu echipamente electrice modificate. Clasa 469.5 (ulterior clasa 125.8) a fost o versiune cu ecartament larg în două secțiuni, pentru transportul trenurilor de marfă grele în estul Slovaciei. Clasa de locomotive 479.0, a apărut în anul 1977 a fost dezvoltată din în clasa de locomotive E469.3 și E469.5.

Cuvinte cheie: energie, termic, fluid, presiune, temperatură, echilibru termodinamic.

Abstract: The paper presents a brief history and some thermodynamic characteristics specific to several types of locomotives with traction heat engines that have gone through a continuous process of development, modernization and evolution in Eastern Europe during the last 60 years, including Romania. Thus, in 1949 the Czechoslovak factory "Škoda" in Plzeň acquired license rights from „Schweizerische Lokomotiv und Maschinenfabrik” from Winterthur and Société Anonyme des Ateliers de Sécheron. The first locomotive prototype was completed in 1952. Later, 100 locomotives were delivered which were classified "E499.0" and later other 140 locomotives which were shipped in six lots, differing in minor details from type 12E1 to 12E6. Class 499.1 (later class 141) had different types of transmissions and modified machinery / apparatus and parts and components, while class E469.1 (later class 121) had a different reduction transmission ratio and an effort of higher traction. Class 121 locomotives were intended for freight traffic and were further developed in classes 469.2 (later class 122) at slightly reduced mass and locomotives 469.3 (later class 123) with modified electrical equipment. Class 469.5 (later class 125.8) was a two-section wide-gauge version for the transport of heavy freight trains in eastern Slovakia. The locomotive class 479.0, appeared in 1977, was developed from the locomotive class E469.3 and E469.5.

Keywords: energy, thermal, fluid, pressure, temperature, thermodynamic equilibrium.

1. INTRODUCERE

La începutul anilor '60 a apărut o nevoie urgentă în Polonia pentru o locomotivă diesel puternică pentru remorcarea trenurilor de marfă grele. În acel moment, industria poloneză nu a reușit să producă o astfel de locomotivă, așa că s-a luat decizia de a importa un număr mare de locomotive tip „M62” din Uniunea Sovietică [1], care erau deja importate de administrația feroviară maghiară MÁV.

În Polonia, aceste locomotive au primit denumirea „ST44” [2]. În timpul proceselor de reparații de la primele revizii, toate locomotivele au fost supuse procesului de înlocuire a farurilor frontale de iluminat, cu tipuri mai mari poloneze, standard. Se spune că decizia a fost luată după ce Polonia a început să importe locomotive diesel electrice din România și a fost probabil influențată direct de Uniunea Sovietică. Conform istoriei, Uniunea Sovietică pur și simplu a forțat Polonia să cumpere locomotive sovietice în loc de locomotive românești, din motive politice, deoarece a preferat ca țările satelit să nu-și exporte produsele.

Primele patru locomotive produse de fabrica de locomotive „Voroshilovgrad” din Luhansk Ucraina), au fost livrate în Polonia în luna septembrie din anul 1965. Livrările de locomotive sovietice către Polonia au continuat până în anul 1988, cu un total de 1191 locomotive livrate (din care 1114 pentru administrația feroviară de stat poloneză „PKP”, 68 pentru „LHS” și 9 pentru manevră pe liniile ferate industriale). Una dintre locomotive respectiv ST44-1500 (având denumirea producătorului M63 – figura 1) avea boghiuri și motoare de tracțiune schimbate cu tipuri mai noi, care îi permiteau să atingă o viteză maximă mai mare.



Fig. 1. Locomotiva ST44 (M62 - denumirea producătorului)

Seria de locomotive cu numere între 2001 și 2068, a fost importată pentru a circula pe linia „LHS” de ecartament larg (1476 mm). Pe lângă un ecartament diferit, această serie de locomotive a fost echipată și cu un sistem de cuplare automată. Au existat mai multe motive pentru importul de locomotive „M62” în Polonia, iar opiniile de astăzi cu privire la această decizie sunt destul de ambigue. Locomotiva era mai puternică decât oricare dintre cele mai puternice locomotive cu aburi poloneze folosite pentru transportul de marfă în acele zile, totuși, nu putea remorca trenuri de călători (din cauza lipsei dispozitivelor de încălzire a vagoanelor) acest deficit a cauzat pagube uriașe pe căile ferate poloneze. O altă slăbiciune

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

importantă a locomotivei sovietice tip „M62” a fost consumul foarte mare de combustibil. Avantajele notabile ale acestei mașini constau într-o construcție destul de simplă, cuplată cu o transmisie diesel-electrică în mare măsură fiabilă. Electrificarea intensă a căilor ferate poloneze a făcut ca locomotivele tip „ST44” (relativ noi la momentul debutului electrificării rețelei feroviare poloneze), să fie transformate în stoc de rezervă. Multe astfel de locomotive au fost scoase din administrarea „PKP” și și-au găsit locul printre căile ferate industriale și private din Polonia, acolo unde purtau doar denumirea „M62” a producătorului sovietic. Consumul ridicat de combustibil și ulei [3], precum și uzura prematură a șinelor de cale, au condus la reducerea utilizării acestei clase de locomotive de către Căile Ferate de Stat Poloneze. În anul 2007, multe dintre aceste locomotive au rămas în continuare în funcțiune sub administrarea „PKP” pentru transportul de marfă, deși majoritatea acestor locomotive sunt astăzi aflate în proces de conservare. Unele rute (de exemplu, linia de cale ferată: Gdynia - Hel) interzic circulația locomotivelor din clasa ST44, deoarece masa excesivă a acestei clase provoacă uzuri majore șinelor de cale noi. Locomotivele aflate încă în exploatare, sunt în număr mare și sunt deținute și operate de companii feroviare private, precum și pe liniile cu ecartament larg „LHS”. În prezent, aproximativ 50 de unități din această clasă de locomotive se află la „Zamość Engine Shed” [4].

Din 1970 până în 1976, pe fosta cale ferată sovietică „SZhD” au circulat 723 de locomotive „M62”, și alte 13 locomotive „M62U” au fost livrate din 1989 până în 1990. De asemenea, pentru armata sovietică au fost construite 154 de locomotive numite „DM62”. Acest tip de locomotive au fost modificate pentru a remorca trenuri purtătoare de lansatoare de rachete balistice „SS-24 Scalpel”. Pentru căile ferate industriale au fost construite 39 de locomotive din versiunea modificată de locomotive tip „M62UP”. Aceste locomotive aveau cutiile îmbunătățite, rezervoare de combustibil mai mari și amortizoare de eșapament modificate.

2. CARACTERISTICILE LOCOMOTIVELOR DIESEL

Majoritatea locomotivelor diesel utilizează transmisie electrică: un motor diesel acționează un generator de curent continuu (DC) sau un alternator cu un redresor. Puterea electrică generată este transmisă direct motoarelor electrice de tracțiune de curent continuu (DC) sau de curent alternativ (AC) care antrenează individual osiile.

În Cehia se folosesc generatoare de curent continuu și motoare electrice de tracțiune de curent continuu [5]. La curenți mai mari, cuplul unui motor electric de tracțiune de curent continuu este aproximativ proporțional cu intensitatea curentului. Curentul maxim al motorului de tracțiune este un parametru important de proiectare a locomotivei, deoarece reflectă cuplul maxim pe osiile antrenate și forța maximă de tracțiune a trenului. Curentul este reglat în mod indirect prin variația tensiunii generatorului, luând în considerare tensiunea indusă înapoi pe motorul de tracțiune, care este aproximativ proporțională cu viteza unghiulară a motorului și impedanța motorului electric de tracțiune [6]. La orice valoare a puterii a motorului, la ieșire, tensiunea crește și curentul scade odată cu viteza de rotație. La majoritatea locomotivelor, puterea maximă de ieșire este limitată la viteze mai mici de circulație a locomotivei, de curentul maxim al motorului de tracțiune iar la viteze mai mari, de puterea maximă nominală. De obicei, turația, cuplul motorului diesel, tensiunea și curentul generatorului sunt controlate automat, singura caracteristică selectabilă de utilizator fiind puterea dorită. În timp ce unele sisteme mai noi permit reglarea continuă a puterii de ieșire, majoritatea sistemelor tradiționale utilizează opt niveluri de putere discrete, numite creștături

(de la creștăturile de pe pârghiile de control). În teorie, accelerația unui tren la demarare după o oprire se produce, prin urmare, de la forța maximă de tracțiune până la o anumită viteză și, dincolo de această viteză, la puterea maximă. Motorul diesel (mașina termică) progresează de obicei prin sporirea numărului de trepte de acționare a controlerului locomotivei, măsură care este necesară la accelerarea trenului. Totuși, acest lucru nu este întotdeauna evident, deoarece sistemul de control al locomotivei face posibilă creșterea treptată a puterii motorului. Astfel, motoarele sunt proiectate să funcționeze cu o defazare față de finalizarea tranziției de la setarea comenzilor de accelerare până la realizarea efectivă a unei viteze sau puteri mai mari de tracțiune comandate. Pe cale de consecință, cea mai mare treaptă de acționare utilizată în timpul accelerației depinde adesea de profilul de rulare al căii ferate pe care circulă trenul, de viteza maxim admisibilă a liniei pe care se face circulația locomotivei / trenului și de greutatea totală a trenului. Puterea totală atinsă de locomotivă este utilizată pe linii magistrale cu trenuri cu greutate totală medie sau cu trenuri grele de marfă, însă rareori cu trenuri scurte sau pe linii secundare. Metoda de măsurare a emisiilor unei locomotive diesel electrice [7] se bazează pe funcționarea staționară a locomotivei, unde motorul diesel aflat la turația de mers în gol, acționează generatorul, care este deconectat de la motoarele de tracțiune. Motorul termic este apoi acționat în puncte discrete. De exemplu, metoda prescrisă de Regulamentul USA impune funcționarea la ralanti scăzut și normal, urmată de conducerea locomotivei în domeniul 1-8 al treptelor controlerului (adică, cu motorul diesel funcționând în sarcină plină). Emisiile sunt măsurate în timpul funcționării mașinii termice în regim de echilibru și la fiecare dintre regimuri, cu instrumente situate de obicei în afara locomotivei. Emisiile măsurate la fiecare punct sunt apoi agregate într-o medie ponderată prin atribuirea unui nivel fiecărui punct de operare. Această metodă nu reprezintă neapărat o operațiune realistă din cauza unor simplificări. În primul rând, procedura nu ia în considerare emisiile tranzitorii în timpul accelerării simultane a motorului și trecerea acestuia la o sarcină mai mare, care au fost observate vizual pe alte locomotive și care pot reprezenta o fracțiune semnificativă din emisiile totale. Pentru testarea emisiilor de noxe ale vehiculelor feroviare cu motoare termice, s-a optat pentru un tip de locomotivă din clasa 740, diesel electrică „ČKD Praha” din Cehoslovacia și o pe o locomotivă diesel electrică din seria 770 „Vagónka Studénka” de asemenea din Cehoslovacia, în prezent „Škoda Vagónka” (figura 2).

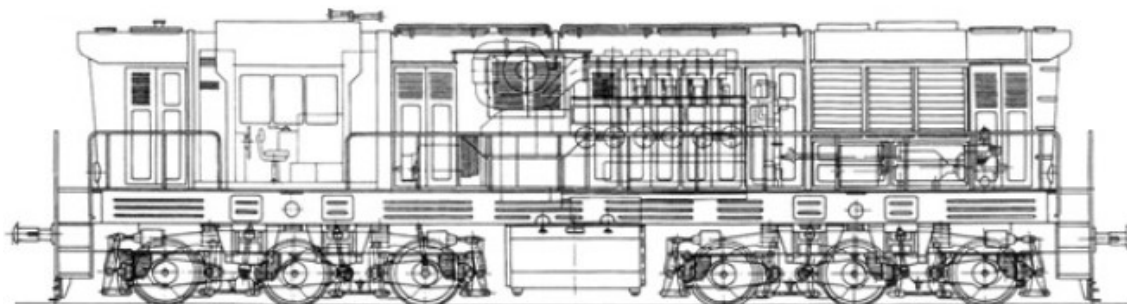


Fig. 2. Locomotiva diesel electrică seria 770 „Škoda Vagónka” („ČKD”)

Seria 740 de locomotive diesel electrice au patru osii, 75 tone și sunt fabricate de uzinele „ČKD” din Praga în 1968. Are un motor principal, un motor diesel turbo în linie, în patru timpi, cu șase cilindri, cu patru supape pe cilindru, un alezaj de 310 mm, cursa pistonului de 360 mm la un volum al cilindrului de 163 dm³ (litri), cu putere nominală de 1100 kW la 750 rpm. Combustibilul este pulverizat în forma amestecului carburant de către injectoare cu acționare cu camă. Motorul este cuplat cu un generator de curent continuu, de 3000 V pentru încălzire tren, un generator de 120 V de curent continuu pentru serviciile

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

auxiliare, un compresor de aer pentru instalația pneumatică și motoare hidraulice pentru accesorii, cum ar fi ventilatoarele de răcire. Generatorul de tracțiune furnizează energie electrică pentru patru motoare electrice de tracțiune care acționează fiecare în mod individual osiile locomotivei. Locomotivele din clasa 740 sunt diesel-electrice, cu patru osii, având masa de 74 t, cu un motor diesel tip „K 12 V 230 DR” turboalimentat cu o cilindree de 129,5 dm³ (litri), cu puterea nominală instalată de 1460 kW la o turație 1100 rpm [8]. Combustibilul este livrat de către injectoare cu acționare cu camă. Motorul este cuplat cu un generator de curent continuu cu puterea de 1100 kW care alimentează direct patru motoare electrice de tracțiune de curent continuu. Motorul alimentează, de asemenea, un generator auxiliar cu puterea de 300 kW, care debitează o tensiune de 3000 V curent continuu, pentru încălzire tren, compresor de aer și servicii auxiliare. Consumul de combustibil corespunde unei puteri de ieșire a motorului care variază între valorile de 200 kWh și 500 kWh, sau aproximativ 35 - 90% din puterea nominală a motorului termic. Acest nivel al consumului de combustibil este același pentru majoritatea perioadelor de funcționare în sarcină a motorului și variază în funcție de masa totală a trenului, viteza și accelerația trenului, precum și profilul liniei [9].

Forța de tracțiune a locomotivei se determină cu ecuația:

$$Fk = f(v) \quad (1)$$

Pentru necesarul forței de tracțiune trebuie să fie invers proporțională cu viteza de circulație a trenului. Această caracteristică este de tipul hiperbolă, permițând controlul optim al locomotivei în întreaga gamă de turații făcând posibilă astfel utilizarea puterii motorului diesel la maximum. Odată create astfel de caracteristici de tracțiune pentru acest tip de locomotivă, capacitatea motorului diesel trebuie încadrată în caracteristica hiperbolei care este constantă. Caracteristicile de tracțiune $Fk = f(v)$ și caracteristicile sarcinii generatorului de tracțiune $Ug = f(Ig)$ trebuie să aibă formă hiperbolică. Pentru a îmbunătăți caracteristicile energetice ale locomotivelor diesel electrice CKD 740 și CKD 770, s-a efectuat analiza sistemelor automate de control ale acestora. Pe baza acestora, sistemele performante de monitorizare și control implementate au permis reducerea semnificativă a consumului de combustibil, îmbunătățirea condițiilor de lucru ale mecanicului de locomotivă, siguranța traficului, etc. Pentru testări au fost folosite mașini electrice speciale pentru excitarea generatoarelor de tracțiune, care ulterior au fost înlocuite cu convertoare statice cu semiconductoare fără contact. De asemenea, în etapa ulterioară s-a făcut trecerea la utilizarea sistemelor de control al parametrilor locomotivei pe bază de microprocesoare [10].

Locomotivele mai sunt echipate cu instalații pentru serviciile auxiliare și generatoare pentru încălzire tren. După modernizare, viteza maximă de circulație a locomotivei s-a mărit până la valoarea de 160 km/h [11].

În sistemele de stocare și economisire a energiei la bord de tip „OESS”, energia obținută de sistemele recuperative în urma proceselor de frânare a trenului, poate fi utilizată în orice moment, de exemplu, pe poduri, la trecerile la nivel cu calea ferată, în tuneluri sau pentru aplicații de tip „Last Mile” (ultimul kilometru). În aplicațiile OESS [12], de obicei se instalează super condensatoare și baterii de acumulatori suplimentare, din cauza greutateii și volumului mai redus în comparație cu volantele. Super condensatoarele sunt utilizate atunci când trenul are nevoie de un nivel ridicat de putere într-o perioadă scurtă de timp, cum ar fi atunci când este necesară o demarare rapidă după o oprire, iar bateriile de acumulatori sunt mai adecvate pentru furnizarea de energie pe distanțe mai mari de până la câțiva kilometri (după demarare). Sistemele staționare de stocare a energiei din dotarea claselor de locomotive CKD 740 și CKD 770 („Stationary Energy Storage Systems - SESS”) [13]. Doar un număr

limitat dintre aceste locomotive au fost dotate cu acest tip de instalații, fiind mai degrabă un sistem novator de tipul hibrid, în sensul că principala sursă de alimentare cu energie pentru funcționarea locomotivelor diesel electrice, nu mai sunt combustibilii din hidrocarburi ci energia electrică furnizată de baterii de acumulatori montați suplimentar pe locomotivă și care, necesită reîncărcarea acestora la intervale de timp precum și modificarea gabaritului și a masei totale a locomotivei. Principalul avantaj al acestor sisteme de stocare a energiei staționare este că nu există spațiu și / sau restricții de cântărire / depozitare pentru sistemul de stocare deoarece acestea sunt instalate pe marginea căii ferate. În plus, sistemele staționare permit stocarea energiei regenerative (recuperative) pentru diferite trenuri în același timp, iar energia recuperată poate fi utilizată într-un tren diferit față de cel care o generează inițial [14]. Acest fapt ajută la reducerea vârfurilor de putere ale cererii și la creșterea numărului de vehicule care pot circula pe calea ferată, reducând investițiile pentru îmbunătățirea sistemului de alimentare cu energie electrică. Cu toate acestea, sistemul staționar de stocare a energiei „SESS” din dotarea claselor de locomotive ČKD 740 și ČKD 770 are și unele restricții și impedimente. În primul rând, capacitatea sistemului este dependentă de locația vehiculului / trenului și în funcție de amplasamentul instalațiilor complementare amplasate în proximitatea căii de rulare la distanță una față de cealaltă, conducând astfel la creșterea artificială a pierderilor complexe precum timp. În plus, este imposibil să se aplice aceste sisteme în cazurile distanțelor scurte sau în tuneluri, poduri ori pe ultimul kilometru etc.)

Remorcarea trenurilor în multiplă tracțiune sunt luate în considerare în cazul remorcării trenurilor de călători cu locomotive diesel electrice ČKD 740 și ČKD 770 (modernizate cu viteză maximă de 140 km/h). Accelerația absolută a , a unui tren în direcția sa de rulare poate fi descrisă printr-o singură ecuație Newton scalară și depinde de forțele externe și interne produse în tren, după cum urmează:

$$\left(m + J / R^2\right)a = \sum_{k=1}^n F_k \quad (2)$$

$$m(1+k)a = \sum_{k=1}^u F_{tk} - \sum_{k=1}^r F_{rk} - F_c - F_g \quad (3)$$

unde: este n - numărul global de efecte luat în considerare; m - masa totală a trenului; a - accelerația trenului; J - momentul de inerție polar sumativ al maselor rotative (roți, roți dințate, rotorul ale motorului electric) în transmisie, care determină o creștere aparentă a masei; R - raza roții; F_{tk} - forța locomotivei la demararea trenului, efortul de tracțiune al locomotivei raportat la numărul unităților remorcate (vagoanele din compunerea trenului) k ; F_{rk} - forța de rezistență la înaintare a trenului, dependentă de coeficientul r de rezistență la înaintare considerat sumativ pentru tren, locomotivă etc; F_c - rezistența la înaintare a trenului cauzată de curbele de racordare a liniei; F_g - rezistența la înaintare a trenului cauzată de profilul liniei (pantă / rampă), care poate fi pozitivă sau negativă) și este luată în considerație în calcule în cazul procesului de accelerație a trenului; k - este un coeficient adimensional de creștere artificială a masei, cauzat de inerția de rotație, care poate lua valori cuprinse în intervalul 0 -30 în funcție de tipul vehiculului motor din capul trenului și ia valori cuprinse în intervalul 0,06 - 0,10 dacă raportarea se face în funcție de raza căii, pentru un tren lung de călători.

Forțele de rezistență reprezintă suma tuturor forțelor care acționează asupra trenului la

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

un anumit moment dat de timp. Unele dintre aceste forțe variază direct pe măsură ce se încarcă și respectiv se descarcă osiile sub efectul suprasarcinilor dinamice provocate de eforturile externe sistemului considerat al trenului: De exemplu, forțele de fricțiune suplimentare, rezistența la rulare sau rezistența la înaintare provocate de șinele căii de rulare. Alte forțe sau solicitări dinamice externe trenului care sunt de natură să influențeze valoarea rezistenței la înaintare a trenului, variază în funcție de viteza de circulație a trenului și sunt cunoscute sub numele de rezistență la flanșă. În cele din urmă, unele forțe variază în funcție de pătratul vitezei precum rezistența aerodinamică (provocată de frontul / masa de aer dislocuită de trenul aflat în mișcare și forța vântului (funcție de direcția acestuia / de curgere a curenților de aer). Aceste forțe de rezistență sunt examinate în detaliu cu diferite modele, dar pentru prezentul studiu de caz se utilizează formula pătratică pentru aproximarea rezistenței la înaintare a unui tren remorcat în dublă tracțiune cu locomotive tip ČKD 740 și ČKD 770 după cum urmează:

Calculul rezistenței la înaintare a trenului cu ecuația *Davis*:

$$F_r = A + Bv + Cv^2 \quad (4)$$

unde: v este viteza vehiculului (m/s sau km/h), iar A (N), B (N·s/m) și C (N·s²/m²) sunt coeficienți de regresie, specifici ecuației *Davis*. Pentru exemplificare:

$$F_r = 0,6 + \frac{20}{w} + 0,01 + \frac{Kv^2}{wn} \quad (5)$$

unde: w este greutatea pe osie; n numărul de osii, K este coeficientul de rezistență la înaintare (tracțiune) a trenului cauzat de forța aerului, v viteza de circulație a trenului și F este rezistența.

Pentru locomotive cu n osii:

$$F_r = mg \left(\frac{0,65}{1000} + 13 \frac{n}{m} + \frac{0,036}{1000} v + 0,39 \frac{v^2}{m} \right) \quad (6)$$

unde: forța este exprimată în N, și viteza v în km/h.

Rezistența „de grad” sau forța gravitațională (în componenta acesteia influențată de panta β , care se determină cu formula următoare: $i = \sin \beta$):

$$F_g = mgi \quad (7)$$

și rezistența curbei prin intermediul formulei empirice:

$$F_c = \frac{k_e}{r_c} mg \quad (8)$$

unde: k_e este coeficientul de abaterea de la cotele de ecartament (750 m pentru ecartament normal de 1435 mm), iar r_c este raza curbei.

Toate aceste forțe sunt luate în considerare atunci când se efectuează experimente sau simulări, luându-se în considerare totodată și curbele de tracțiune și frânare recomandate de producătorii materialului rulant motor. Urmare a determinărilor experimentale s-a concluzionat faptul că performanțele locomotivelor sau ale vehiculelor de capăt cu post de conducere (vehiculele „UEM”), în stare de echilibru sunt mai mari pentru materialul rulant (vehiculele motoare) 100% electrice decât cele diesel. În simulările efectuate cu locomotivele diesel electrice cehoslovace din clasele ČKD 740 și ČKD 770 care au fost supuse testelor, s-a

constatat faptul că pot să dezvolte puteri de până la 5,6 MW (conform caracteristicilor lor trasate în diagramele efort de tracțiune, unde în figura 3, curba roșie și portocalie cu linie punctată), în timp ce un motor diesel electric este limitat la aproximativ 2,4 MW din puterea motorului său diesel de 3300 CP. Valorile nule indică faptul că locomotiva supusă testelor, nu poate atinge această viteză (figura 4).

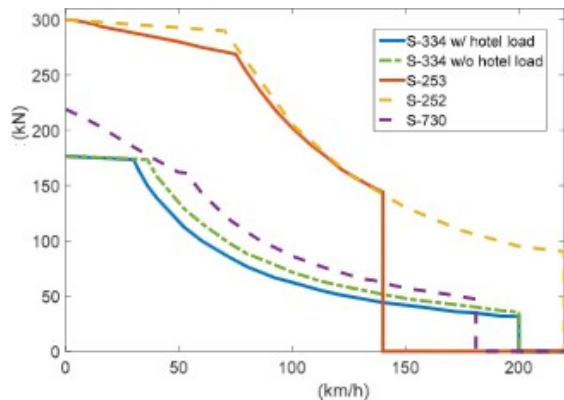


Fig 3. Diagrama efortului de tracțiune

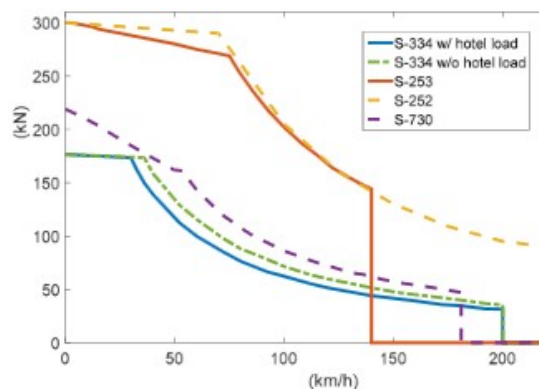


Fig. 4. Diagrama efortului de frânare pentru locomotive cu sistem DMU și cu sistem EMU

În același timp, există diferențe semnificative în performanțele de frânare ale diferitelor locomotive. Curba se schimbă astfel la viteze mici de circulație, în cazul locomotivei / vehiculului hibrid (electric și diesel electric), puterea maximă de frânare fiind limitată la valoarea 4 MW. Principalele materiale din care sunt construite vehiculele feroviare sunt oțelul având coeficientul de conductibilitate termică ($c = 477 \text{ J/kgK}$), și alumiuniul care are coeficientul de conductibilitate termică ($c = 896 \text{ J/kgK}$) sumativ descriind reprezintă o capacitate valoroasă de interschimbabilitate a energiei manifestată prin căldură, cu un potențial de variație activ (figura 5).

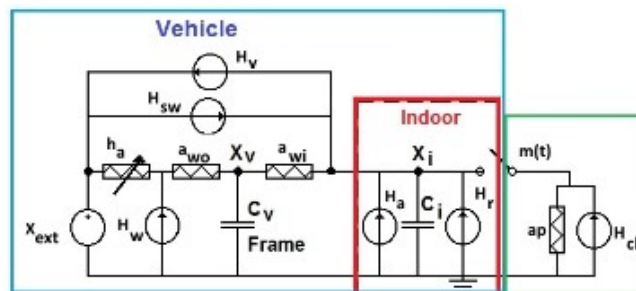


Fig. 5. Schema circuitului de variație a căldurii pentru explicitarea fluxului de energie termică

Aparatul utilizat ca sub model de conversie a energiei electrice în căldură, care se află pe aceste tipuri locomotive, presupunând că variațiile de temperatură ale vehiculului feroviar sunt mici (starea de echilibru), pierderile de căldură în mediu se datorează coeficientului global de transfer de căldură k și suprafeței globale A neînfășurate a vehiculului feroviar motor. Este posibilă o estimare a coeficientului global k de transfer de căldură, deoarece standardele europene (de exemplu, EN 13129-1) [15] limitează coeficientul maxim global de transfer de căldură al vehiculelor de cale ferată (respectiv valoarea coeficientului k) în funcție de zonele climatice (I, II sau III) și de categoriile vehiculelor feroviare. Mai mult decât atât, acest coeficient k , este de obicei calculat analitic și este cunoscut de producător. De exemplu,

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

coeficientului global k de transfer de căldură variază de la $1,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ până la $2,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ și depind de asemenea, de zonă (coridoare sau zone primare pentru călători, conform prospectului din Fișa UIC 567 [16]). Valoarea parametrului C_v poate fi atribuită practic capacității termice specifice pentru aluminiu și oțel, care sunt utilizate la fabricarea caroseriilor / cutiilor pentru material rulant. Este necesar să se ia în considerare mai degrabă tendința evoluției decât nivelurile absolute, deoarece ar putea exista discrepanțe între diferite date publicate, din cauza interdependenței ambilor parametri și a datei publicării, deoarece aceste sisteme sunt în curs de dezvoltare perpetuă și, pe cale de consecință, cifrele performanței pot varia. Deși există mai multe tehnologii de stocare a energiei, cele mai frecvente aplicații de tip „ESS” [17] utilizate pe calea ferată sunt super condensatoarele, volantele și bateriile. Bateriile de acumulatori prezintă avantajul care constă în faptul că au o densitate ridicată a energiei, dar o densitate redusă a puterii (ceea ce reprezintă o problemă din punctul de vedere al necesităților de energie atunci când trenul accelerează), în timp ce super condensatoarele au o densitate mare de putere, dar o densitate redusă a energiei, punctând aici unul dintre principalele dezavantaje ale acestei tehnologii de stocare a energiei suplimentare produsă în surplus de o locomotivă. Volantele au o densitate de putere mai mare decât bateriile și o densitate de energie mai mare decât super condensatoarele, dar costul de producție / achiziții este un dezavantaj major. În general, trenul are o accelerație negativă pe tot parcursul itinerariului și în mod normal, utilitatea volantelor își găsește scopul doar atunci când trenul trebuie să se oprească într-o stație CF sau să reducă viteza sub limitele fiecărei secțiuni a traseului / parcursului itineraric. Această accelerație negativă se realizează prin frânare. În aplicațiile de tip „last mile” (ultima milă / ultimul kilometru), în mod normal, declivitatea liniei de cale ferată pe care circulă trenul va fi aproape nulă, astfel încât energia necesară circulației cu o viteză de maximum 15 km/h va fi de aproximativ 30 kWh. Există, de asemenea, posibilitatea de a instala un sistem de tip „HESS” [18] echipat cu un super condensator cu o capacitate de 7 kWh (care permite trenului să accelereze și să ajungă până la o viteză de până la 50 km/h) și o baterie de acumulatori cu o capacitate de 50 kWh care ar putea menține viteza pentru încă 15 km, în contextul nevoilor de sporire a puterii de tracțiune. Principalul dezavantaj al utilizării acestui sistem suplimentar adaptat acestor locomotive a fost consumul ridicat de combustibil. Forța de tracțiune a locomotivei este $Fk = f(v)$ în contextul în care teoretic, necesarul forței de tracțiune trebuie să fie invers proporțional cu viteza de mișcare v a trenului. Această caracteristică se numește hiperbolă, permite controlul optim al diagramei locomotivei pentru întreaga gamă de turații ale motorului diesel, adică pentru a utiliza puterea motorului diesel la maximum. Odată create astfel de caracteristici de tracțiune ale locomotivei, capacitatea motorului diesel în caracteristicile hiperbolelor este constantă. Pentru a rezolva acest deziderat, caracteristicile de tracțiune $Fk = f(v)$ și caracteristicile sarcinii generatorului de tracțiune $Ug = f(Ig)$ trebuie să aibă formă hiperbolică. Pentru a îmbunătăți caracteristicile energetice ale locomotivelor diesel electrice ČKD seriile 740 și 770 [19], a fost efectuată analiza sistemelor lor de control automat. Pe baza acestora, sistemele propuse pentru dezvoltarea conceptului, care au fost implementate pe aceste locomotive, au permis reducerea semnificativă a consumului de combustibil, îmbunătățirea condițiilor de lucru pentru mecanicul de locomotivă, siguranța circulației feroviare etc. Sarcinile tehnice deosebit de importante care trebuie îmbunătățite permanent precum fiabilitatea locomotivelor reduce costurile de exploatare. Acest tip de locomotive au fost dotate în procesele de modernizare cu mașini electrice speciale pentru excitarea generatoarelor de tracțiune [20], dar pentru a le înlocui cu convertoare statice semiconductoare fără contact și pentru a utiliza

sisteme de control al parametrilor locomotivelor bazate pe microprocesor [21] fabricate în Cehoslovacia, au fost utilizate în cea mai mare parte la căile ferate din fosta Uniune Sovietică. Ulterior, companiile rusești au fabricat locomotive diesel electrice pentru remorcarea trenurilor de călători, din clasele ČKD 740 și ČKD 770 și pentru remorcarea trenurilor de marfă grele, locomotive din clasa „2M62”.

Compania „Lietuvos Geležinkeliai AB”, care deține flota de locomotive tipice de marfă 2M62 și locomotivele seriile 740 și 770 destinate transportului feroviar de călători, a decis să le modernizeze. În acest scop, „Lietuvos Geležinkeliai AB” a înființat o filială denumită „Vilniaus lokomotyvų remonto depas UAB” unde, după ce au fost modernizate în perioada 2005 - 2015, locomotivele au circulat pe căile ferate LG și din străinătate.

În Polonia, locomotivele de marfă tip „2M62” au fost denumite „ST44”. Locomotivele de marfă tip „ST44” din Polonia au fost modernizate și echipate cu seturi și dispozitive moderne de instalații și servicii auxiliare. Totodată, locomotivele tip „ST44” au fost complet reconstruite de Compania „Bumar-Fablok SA”, fiind utilizate acum, cu motoare diesel noi de tip „Caterpillar 3516B HD” și alternatoare primare [22]. Locomotivele diesel electrice tip „2M62” au fost dotate cu motoare electrice de curent continuu și cu sistem de supraveghere automată tip „ACS” analoge [23].

Schema electrică pentru sistemul analog de supraveghere automat tip „ACS” (figura 6) al instalațiilor electrice de curent continuu pentru serviciile auxiliare ale locomotivelor din clasele ČKD 740 și ČKD 770 utilizate cu generator de curent alternativ monofazat de mică putere și amplificator magnetic [24] utilizat pentru procesarea semnalelor de control: LD - controler de acționare a locomotivei; n_D - turația arborelui cotit al motorului diesel; TG - Generator de tracțiune de curent continuu; EG - excitator; $M1 - M6$ - motoare de tracțiune în curent continuu; $1 - 6$ - bobine de excitație a motoarelor de tracțiune în curent continuu; BV - senzor de tensiune al generatorului de tracțiune de curent continuu; SB - bloc selector; TB - bloc tahogenerator; NG - Generator de tracțiune de curent continuu cu înfășurare de excitație separată; PS - senzor de putere al motorului diesel; CS - senzori de curent; Δn_D - semnal de deviere a turației arborelui cotit al motorului diesel; ΔU_g - tensiunea generatorului de tracțiune de curent continuu U_g pentru semnale de deviere; ΔI_g - semnal de abatere I_g curent generator de tracțiune de curent continuu; MA - amplificator magnetic; $EG1$ - înfășurări de excitație; ΔN_D - semnal de abatere a puterii motorului diesel; Y - semnal de control.

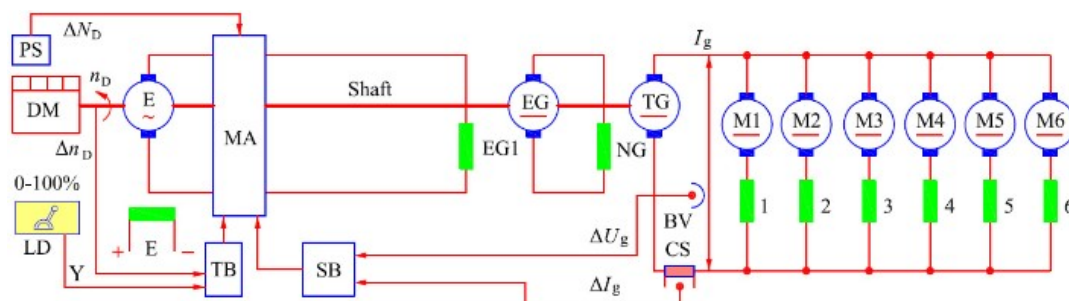


Fig. 6. Schema electrică pentru sistemul analog de supraveghere automat

Pentru controlul generatorului de tracțiune TG [25] se utilizează două mașini cu putere electrică redusă, generator auxiliar de curent alternativ și excitator EG care funcționează în modul generator. Sistem automat de control și diagnostic al locomotivelor diesel electrice din clasele ČKD 740 și ČKD 770. Schema bloc a controlului computerului de

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

bord și diagnosticarea ansamblului de putere a locomotivei diesel electrice modernizate (figura 7)

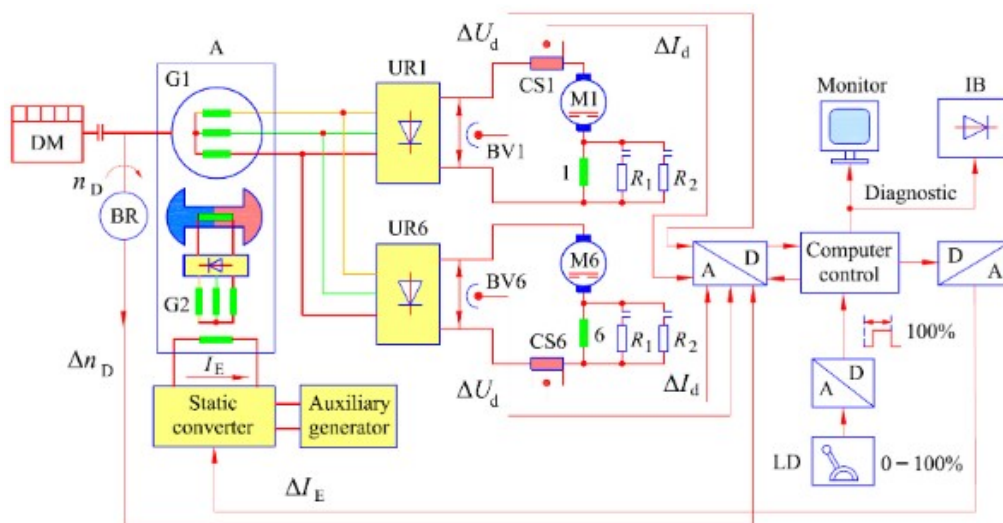


Fig. 7. Schema bloc a controlului computerului și diagnosticare

Schema bloc a controlului computerului și diagnosticarea ansamblului de putere al locomotivei diesel electrice modernizate: *A* - generator de tracțiune de curent alternativ; *UR1-UR6* - redresoare de tracțiune; *M1-M6* - motoare de tracțiune în curent continuu; *BV1-BV6* - senzori de tensiune modulată; *CS1-CS6* - senzori de curent; *BR* - senzor de viteză a arborelui cotit; U_d - tensiune netezită; *A/D* - convertor analog/digital; *D/A* - convertor digital/analog; I_d - semnalul de abatere a curentului netezit; ΔI_E - Generator de tracțiune de curent continuu cu curent de excitație după semnalul I_E deviat; *IB* - bloc inductor; R_1, R_2 - rezistențe.

Locomotivele diesel electrice seriile ČKD 740 și ČKD 770 destinate remorcării trenurilor grele de marfă, sunt disponibile atât pentru ecartament normal de 1435 mm [19] cât și pentru ecartament larg de 1520 mm cu viteza maximă de până la 100 km/h. Modernizarea acestor locomotive a debutat în anul 2005. Astfel, au fost modernizate un număr de 58 de locomotive care au fost livrate în Lituania, Estonia și Letonia. Principalele caracteristici tehnice ale acestor locomotive sunt: greutatea de 120 tone cu șase osii având formula Co'-Co', sarcina verticală pe osie fiind de 20 tone. Locomotivele sunt echipate cu motoare diesel tip „Caterpillar“ de 1700 kW (model „CAT 3512”). Aceste locomotive diesel electrice sunt echipate cu boghiuri cu șase motoare de electrice de tracțiune cu excitație în serie, de curent continuu, tip „ED 118AU1”. Sursa principală de energie a locomotivelor diesel electrice seriile ČKD 740 și ČKD 770 este motor diesel și generatorul model „DSG 86 M1-4 / AVK SEG”. Motoarele diesel tip „CAT 3512” și generatoarele de tracțiune model „DSG 86 M1-4 / AVK SEG” sunt conectate rigid prin cuplare elastică. Sistemul de supraveghere cu microprocesor controlează pornirea motorului diesel, previne creșterea puterii până la valorile critice, pe care o limitează în caz de suprasarcină. Toți parametrii motorului diesel sunt controlați, motorul diesel este oprit în caz de supraîncărcare la valori critice. Ansamblurile locomotivei diesel electrice sunt aranjate astfel încât sarcinile axiale să nu difere mai mult de 3%. De asemenea, mai sunt instalate: unitatea de răcire a motorului termic cu ardere internă, compresorul și răcitorul acestuia pentru echipamente și servicii auxiliare, blocul / dulapul

echipamentelor electrice, ventilatorul de răcire al motoarelor electrice de tracțiune montate pe boghiuri, rezervorul lichidului de răcire, motorul termic cu ardere internă, conectat rigid la generatorul de curent alternativ AC și excitatorul $G2$ (figura 8).

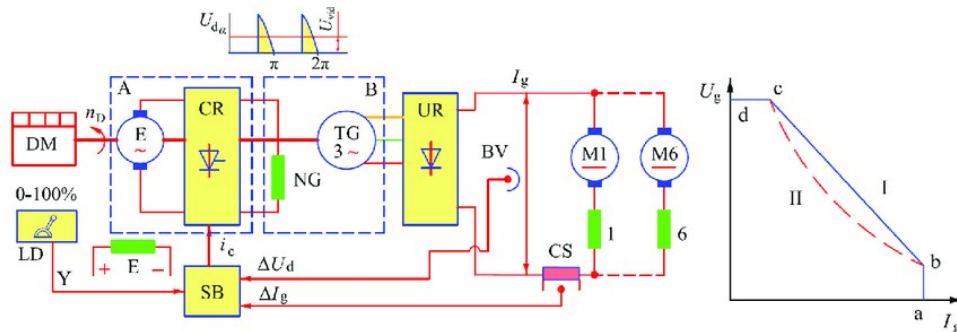


Fig. 8. Schema diagramei „ACS” a generatorului electric.

Diagrama „ACS” a generatorului electric, când se folosește redresorul controlat CR (figura 8) este alcătuită din: DM - motor diesel; TG - generator de tracțiune de curent alternativ; NG - Generator cu înfășurări de excitație separate; UR - redresor de tracțiune necontrolat; E - generator monofazat de putere redusă; CR - redresor controlat; $M1-M6$ - motoare electrice de tracțiune în curent continuu; $1-6$ - motoare de tracțiune de curent continuu cu înfășurări de excitație; LD - controler de acționare a locomotivei; SB - bloc selector; BV - senzor de tensiune rectificat; CS - senzori de curent; ΔU_d - tensiuni rectificate ale semnalelor de deviere U_d ; ΔI_g - semnal de abateri I_g curent generator de tracțiune DC ; E - înfășurări de excitație ale generatorului monofazat de putere redusă; $U_d\alpha$ - tensiunea redresată; A - partea generatorului monofazat de putere redusă; B - partea de curent alternativ a generatorului de tracțiune.

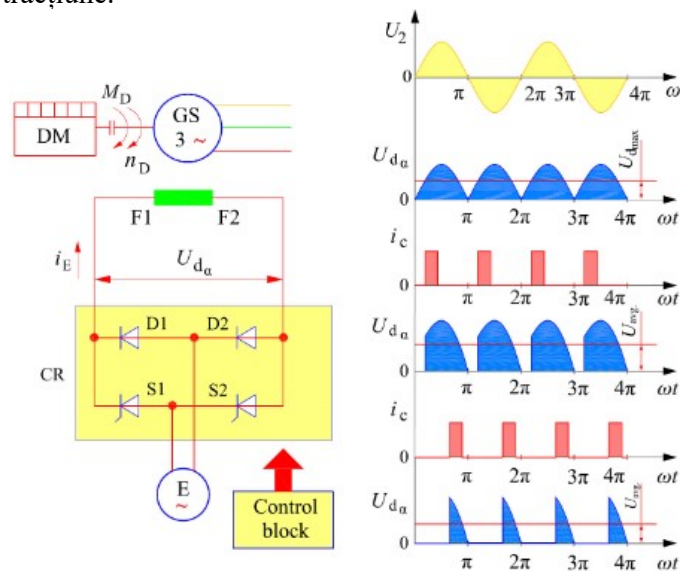


Fig. 9. Schema diagramei „ACS” a generatorului de tracțiune când este utilizat convertorul static (redresorul controlat „CR”)

Formulele arată procesul de control al curentului de excitație al generatorului de tracțiune. Pentru controlul generatorului de tracțiune TG , monofazat de curent alternativ, se folosește o singură mașină electrică de mică putere [26]. Caracteristicile de încărcare ale

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

generatorului de tracțiune $U_g = (f) \cdot I_g$ sunt constituite de modelarea prin schimbarea unghiului de control al tiristorului α în redresorul CR. Prin schimbarea unghiului de control tiristoric α , tiristoarele pot fi deschise în momente de timp corespunzătoare și durata totală poate fi modificată, timp în care tiristorul eliberează curentul și, în acest fel, se realizează o reglare lină a valorii medii a tensiunii rectificate. Prin creșterea unghiului de deschidere α al tiristorului, tiristorul se deschide mai târziu și prin urmare, tensiunea medie rectificată U_{avg} va fi diminuată. Prin creșterea unghiului de control α al tiristoarelor, curbele tensiunii rectificate sunt reduse, iar sarcina absciselor este limitată, precum și tensiunea medie rectificată U_{avg} . Cea mai mare valoare a tensiunii medii rectificate U_{avg} este atinsă atunci când sunt îndeplinite condițiile $\alpha = 0$, și U_{avg} este egală cu zero, când $\alpha = 180^\circ$. Cu sarcină activă, valoarea tensiunii rectificate este calculată după cum urmează:

$$U_{d\alpha} = \frac{1}{\pi} \int_0^\alpha \sqrt{2} U_2 \sin \omega t d\omega t = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} U_2 \frac{1 + \cos \alpha}{2} \quad (9)$$

unde: U_2 este valoarea efectivă a tensiunii sursei. Valoarea efectivă a curentului de sarcină este calculată după cum urmează:

$$I_{d\alpha} = I_{da} \sqrt{\frac{\pi - \alpha}{\pi}} \quad (10)$$

unde: I_{da} este valoarea efectivă a curentului de sarcină, iar $\alpha = 0$. Valoarea medie a tiristoarelor $S1, S2$ și a diodelor $D1, D2$ este calculată după cum urmează:

$$I_T = \frac{\pi - \alpha}{2\pi} I_{da} \quad (11)$$

Caracteristicile de încărcare ale generatorului de tracțiune $U_g = (f) \cdot I_g$, se determină folosind redresorul controlat - apropiat de forma hiperbolei (figura 10).

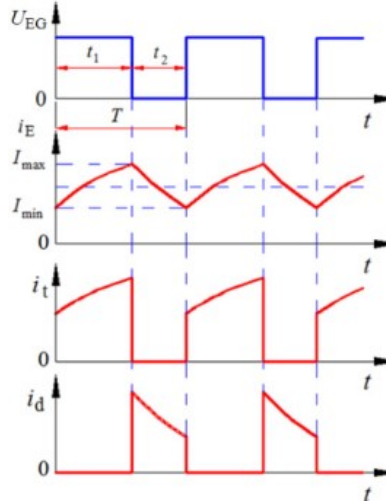


Fig. 10. Diagrama „ACS” a generatorului de tracțiune

Sistemul automat de control și diagnostic al motorului diesel care dotează locomotivele diesel electrice modernizate din clasele ČKD 740 și ČKD 770 (figura 11),

conduce la atingerea în condiții de siguranță a circulației feroviare, a vitezelor maxime de până la 160 km/h. Pentru a asigura o utilizare optimă a capacității motorului diesel în întreaga gamă de turații, caracteristicile sarcinii generatorului de tracțiune sunt date de legea de variație $U_g = (f) \cdot I_g$ iar forma trebuie să fie aceeași cu cea a caracteristicilor de tracțiune $F = (f) \cdot v$.

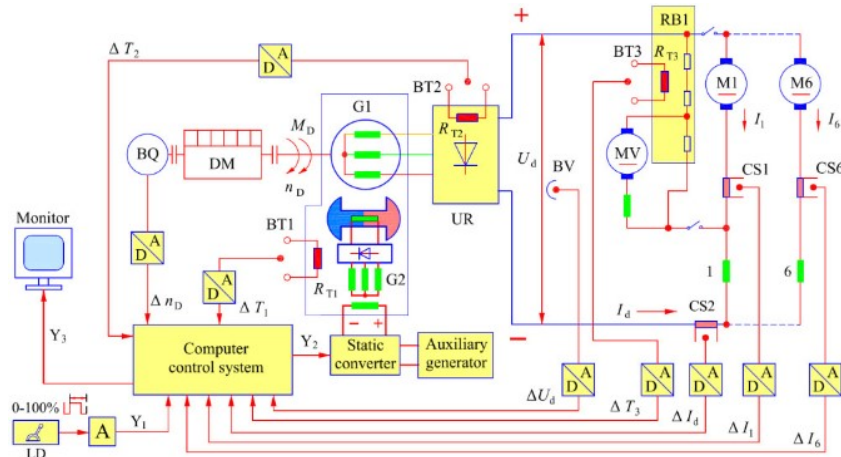


Fig. 11. Schema bloc a controlului și diagnosticării computerului de bord al locomotivelor diesel modernizate din clasele ČKD 740 și ČKD 770

În mod ideal, caracteristicile de încărcare ale generatorului de tracțiune ar trebui să fie de formă hiperbolică. Aceste caracteristici obținute utilizând metoda de excitație a generatorului de tracțiune sincronă. După analiza influenței asupra dinamicii locomotivelor, ansamblurile locomotivelor diesel electrice din clasele ČKD 740 și ČKD 770 sunt aranjate astfel încât diferențele între sarcinile verticale pe osii să nu fie mai mari de 3%. Motorul diesel instalat în centrul cadrului comun al locomotivelor diesel electrice din clasele ČKD 740 și ČKD 770 este conectat rigid la tracțiunea alternativă, alimentarea echipamentelor auxiliare și generatoarele de încălzire tren. Generatoarele de tracțiune, alimentarea cu echipamente auxiliare, încălzirea trenului și excitatorii lor sunt instalate într-o singură mașină electrică [27]. Sistemul de control al excitației generatorului de tracțiune a permis abordarea caracteristicilor sarcinii echivalente de natură hiperbolică. Puterea instalată a locomotivei este utilizată pe întreaga gamă de viteze. Caracteristicile sarcinii echivalente a generatorului de tracțiune sunt stabile (figura 12).

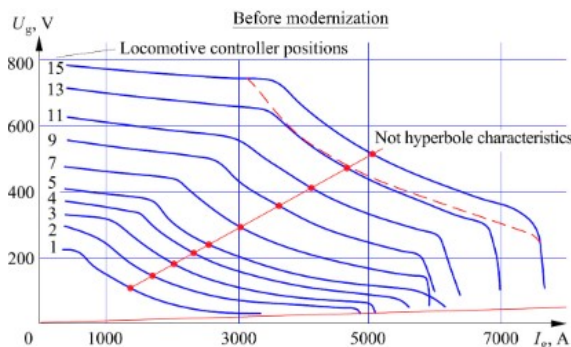


Fig. 12. Caracteristicile tipice ale locomotivelor diesel electrice din clasele ČKD 740 și ČKD 770 înainte de modernizare

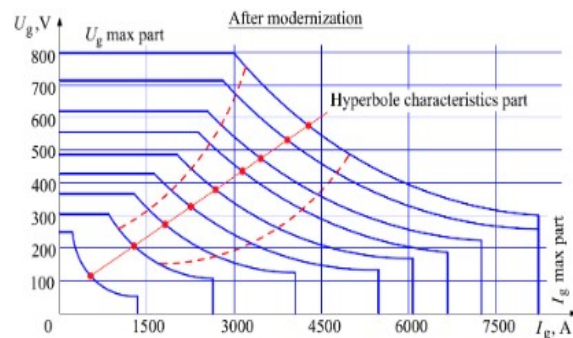


Fig. 13. Caracteristicile tipice ale locomotivelor diesel electrice din clasele ČKD 740 și ČKD 770 după modernizare

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

Sistemul de excitație al generatorului de tracțiune (fără contact, fără piese în mișcare) a devenit mai fiabil pentru că nu conțin mașini electrice rotative pentru realizarea excitației. Componentele fără contact sunt utilizate în convertorul static - semiconductoare controlate - tiristoare sau tranzistoare IGBT [28]. Sistemul de excitație al generatorului de tracțiune are o durată mai lungă de viață și pentru că a fost posibilă reducerea semnificativă a puterii de control a generatorului de tracțiune cu ajutorul convertorului static de frecvență. După modernizarea locomotivelor din clasele ČKD 740 și ČKD 770 (figura 13) destinate remorcării trenurilor grele de marfă, consumul de combustibil a fost redus cu până la 25%. Sistemele de diagnosticare implementate permit eliminarea promptă a defecțiunilor complexe [29].

Combustibilul este extras din rezervorul de motorină printr-un filtru de aspirație de către pompa de combustibil. Filtrul separă particulele străine de păcură și alte impurități din motorină, protejând astfel pompa de combustibil. Pompa de combustibil este proiectată pentru a furniza o cantitate adecvată de combustibil motorului la diferite turații și condiții de încărcare. Combustibilul merge apoi la filtrul de combustibil primar. Acest filtru primar este prevăzut cu o supapă tip „Bye30-PSI” cu vizor, care ar trebui să fie în mod normal gol. Ori de câte ori filtrul primar este sufocat / înfundat și diferența de presiune atinge 30 PSI, această valoare de „by-pass” este deschisă, permițând motorinei accesul direct în sistem, care poate fi observată prin fluxul de combustibil „by-pass” în vizor. În astfel de cazuri, elementul filtrant principal este schimbat.

Combustibilul furnizat de sistemul de alimentare cu combustibil este întotdeauna disponibil la toate injectoarele de combustibil. Combustibilul la fiecare injector trebuie să fie presurizat la presiune foarte mare, temporizată și injectată în cilindru sub formă atomizată. Momentul fiecărei unități de injecție este decis de către arborele cu came și combustibilul este presurizat de pompa de injecție de combustibil încorporată care este acționată de lobul individual al camei arborelui cu came. Cantitatea de combustibil care urmează să fie injectată va fi reglată și controlată de un regulator de debit montat pe motor, în funcție de condițiile de încărcare. Prin acționarea arborelui de control al combustibilului, mecanismul de legătură și pompele de combustibil, prin duza individuală a injectorului de combustibil realizează atomizarea amestecului carburant care urmează să fie injectat în capul cilindrului.

Sistemul de răcire cu apă a motorului diesel este un sistem de răcire cu apă sub presiune cu buclă închisă și conține două pompe de apă montate pe motor (de tip centrifugal). Pompa de apă primește apă de la radiator prin răcitorul de ulei. Apa din pompa de apă este trimisă la rezervorul principal de apă numit și colector de admisie a apei [30]. Din acesta, apa intră în toate locașurile din instalația de răcire cu apă a motorului, până la căptușeala cilindrilor prin jumperul de apă. După răcirea căptușelilor, apa pătrunde în chiulasă prin 12 orificii care sunt potrivite cu căptușeala cu inele de tip „O” și răcește camera de ardere a chiulasei. După ieșirea apei de răcire din chiulasa motorului ieșire la capul de retur (numit și colector de ieșire a apei) apa este redirecționată către radiator. Fiecare racord principal de apă este conectat la capătul din spate al conductei colectoare de admisie și apa este transportă după răcitor. Apa din răcitorul ulterior se îndreaptă către conectorul de retur al apei și prin racordul de retur al apei la radiator. O conductă de apă de la pompa de apă transportă apa la compresor pentru a răci căptușelile compresorului, chiulasa, supapele și aerul comprimat din interiorul răcitorului. Răcirea compresorului de aer se face ori de câte ori motorul funcționează. Accesul la radiatoare se face printr-o sunt trapă amplasată în partea superioară a capotei lungi a locomotivei. Trapa conține ansamblurile radiatorului, care sunt grupate în două niveluri. Fiecare banc de radiatoare este format din două ansambluri de miez de radiator cu patru lungimi, înșurubate cap la cap. Jaluzelele sunt montate pe miezul radiatorului pentru a

forma capetele de intrare și ieșire ale ansamblului radiatorului, fiind prevăzută și o linie „bypass” între liniile de intrare și de ieșire pentru a reduce viteza în tuburile radiatorului.

În principal, cele două sonde electronice de detectare a temperaturii (ETP1 și ETP 2) sunt situate în conducta de apă dintre răcitorul de ulei de lubrifiant (ulei de răcire al MD) până la intrarea pompei de apă din partea stângă a motorului. Citirile sondei de temperatură sunt convertite de modulul „ADA” de la semnale analogice la cele digitale care sunt prelucrate de analizorul calculatorului tip „EM2000” pentru a controla toate funcțiile de răcire. Fiecare ventilator de răcire este acționat de un motor electric de curent alternativ cu două trepte, care la rândul lor sunt alimentate de alternatorul însoțitor. Pe măsură ce temperatura lichidului de răcire a motorului diesel crește, ventilatoarele sunt alimentate, în ordine, de computerul de control (la viteză mică). Deoarece este necesară răcirea suplimentară, ventilatoarele trec la viteza maximă în progresie, pe măsură ce temperatura lichidului de răcire crește. Pe măsură ce temperatura lichidului de răcire scade, ventilatoarele se opresc unul câte unul. Ventilatoarele de răcire sunt controlate de computerul care acționează asupra contactoarelor. De asemenea, computerul controlează ciclul de funcționare și viteza de secvențiere a ventilatorului (scăzută sau ridicată) pentru a asigura uzura uniformă a ventilatorului și a contactorului. Temperatura apei motorului termic poate fi observată printr-un manometru situat pe linia de admisie a pompei de apă. Ecranul este codat în culori pentru a indica rece (albastru), normal (verde) și fierbinte (roșu). Când temperatura motorului devine excesiv de ridicată, ecranul calculatorului de bord „EM 2000” afișează mesajul „Motor Fierbinte” și va limita turația motorului diesel. Computerul va iniția reducerea turației motorului diesel și această stare va rămâne în această stare până când temperatura va reveni la limita de siguranță.

Dacă temperatura apei motorului este sub 46°C (115°F), turația motorului va fi crescută automat de către computer. Odată ce temperatura apei motorului depășește 52°C (125°F), turația motorului va fi redusă la turația de mers în gol. Motivul accelerării motorului va fi afișat pe monitorul computerului „EM 2000” care va indica „Creștere turație motor - temperatură scăzută a apei”.

Atunci când sistemul de răcire este presurizat pentru a ridica punctul de fierbere al apei de răcire, la rândul său, aceasta va permite temperaturi mai mari de funcționare a motorului, cu o pierdere minimă de lichid de răcire din cauza presurizării și asigură, de asemenea și un debit uniform de apă și minimizează posibilitatea cavitației pompei de apă în condiții tranzitorii de temperatură ridicată. Un capac de presiune, care este situat pe conducta de umplere a rezervorului de apă, care se deschide la presiunea de aproximativ 20 bari prevenind astfel deteriorarea componentelor sistemului de răcire prin eliminarea presiunii excesive din sistem. Capacul de presiune este echipat cu un mâner care ajută la instalarea și demontarea capacului. Cea mai importantă funcție a mânerului capacului de presiune este de a elibera presiunea dezvoltată în sistemul de apă înainte de scoatere a capacului de presiune.

3. ECUAȚIILE SISTEMULUI TERMODINAMIC AL LOCOMOTIVEI

3.1. Stabilirea debitului de ulei și apă din instalația de răcire a motorului diesel

Debitul efectiv de ulei al pompei de ungere al motorului diesel se determină în funcție de randamentul volumetric:

$$Q_e = nv \quad (12)$$

unde: Q este debitul teoretic, n numărul de turații al pompei.

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

La o turația de 1500 rot/min, pompa de ulei are un debit teoretic de 60 l/min iar randamentul volumetric al pompei variază între: $\eta_v = 0,75 - 0,95$.

Puterea absorbită de pompă este dată de ecuația:

$$P = \frac{Q_e \cdot D}{7,5 \cdot \eta_m} \quad (13)$$

unde: P este puterea absorbită de pompă, Q_e reprezintă debitul efectiv, D este diferența de presiune între refulare și aspirație. η_m este randamentul mecanic (variază între 0,6 - 0,8).

Cantitatea de căldură este:

$$Q_c = K - A_s - A_t \quad (14)$$

unde: Q_c este cantitatea de căldură, K coeficientul total de transfer termic, A_s suprafața elementelor schimbătorului în contact cu apa de răcire, A_t diferența între temperaturile medii la intrare și la ieșirea uleiului și a apei.

Debitul exprimat în funcție de volum:

$$v_r = \frac{Q_r}{\gamma_r \cdot c_p (t_2 - t_1)} \quad (15)$$

unde: v_r este greutatea specifică a lichidului de răcire.

Debitul pompei este adoptat cu 15 – 20 % mai mare decât cel rezultat din calcul.

Puterea pompei de circulație a lichidului de răcire este:

$$P_p = \frac{\gamma_r \cdot V_r \cdot H}{75 \cdot 3,600 \cdot \eta_h \cdot \eta_m} \quad (16)$$

unde: P_p este puterea pompei, H diferența de presiune necesară, care în funcție de rezistență a instalației, variază între 5 - 15 coloană apă, η_h randamentul hidraulic al pompei și este cuprins în intervalul 0,55 - 0,65 la pompele centrifuge uzuale, η_m este randamentul mecanic al pompei și are valoarea 1 (unitară putându-se lua în calcule aproximative).

Cantitatea de căldură evacuată în schimbătorul de căldură se calculează identic cu cea calculată conform ecuației 14:

Debitul de ulei refulat de pompa hidrostatică este determinată cu ecuația următoare:

$$Q_{pt} = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot D_{sp} \cdot \sin \gamma_p \cdot Z_p \cdot n_p}{240} \quad (17)$$

unde: d_p reprezintă diametrul pistonului pompei, D_{sp} diametrul șaipei pompei, γ_p unghiul de oscilație al pompei, Z_p numărul pistoanelor pompei, n_p turația pompei.

Debitul efectiv al pompei hidrostatice este determinată cu relația următoare:

$$Q_p = Q_{pt} \cdot \eta_{hp} \quad (18)$$

unde: η_{hp} reprezintă randamentul hidraulic al pompei.

Puterea de acționare a pompei se determină formula următoare:

$$P_p = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot D_{sp} \cdot \sin \gamma_p \cdot Z_p \cdot n_p \cdot p}{75 \cdot 240 \cdot \eta_{hp} \cdot \eta_{hm}} \quad (19)$$

unde: p reprezintă presiunea uleiului. $p = 65 \text{ kgf/cm}^2$ (bari), la instalații hidrostatice.

Între debitele și turațiile pompei și ale motorului hidrostatic, există următoarea echivalență:

$$Q_p \cdot n_p = Q_m \cdot n_m \quad (20)$$

Debitul teoretic de ulei absorbit de motorul hidrostatic este:

$$Q_{mt} = \frac{d_m^2 \cdot D_{sm} \cdot \sin \gamma_m \cdot Z_m \cdot n_m}{240} \quad (21)$$

unde: d_m reprezintă diametrul pistonului motorului, D_{sm} diametrul șaibe motorului, γ_m unghiul de oscilație al motorului, Z_m numărul pistoanelor motorului, n_m turația motorului.

Calculul stării fizice a apei de răcire pentru motorul termic al locomotivei se face plecând de la ecuația $\rho = \rho(p, T)$. Dacă această stare este supusă consecutiv unei transformări izoterme și ulterior unei transformări izobare, atunci ecuația de stare capătă forma următoare:

$$d\rho = \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T dp + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p dT = \rho \cdot \beta \cdot dp - \rho \cdot \alpha \cdot dT \quad (22)$$

După integrarea ultimei forme, ecuația de stare devine:

$$\int_{\rho_0}^{\rho} \frac{d\rho}{\rho} = \int_{p_0}^p \beta \cdot dp - \int_{T_0}^T \alpha \cdot dT \Leftrightarrow \ln \frac{\rho}{\rho_0} = \beta \cdot (p - p_0) - \alpha \cdot (T - T_0) \quad (23)$$

unde: β este coeficientul de compresibilitate iar α este coeficientul de dilatație. Dezvoltând în serie *Taylor* ultima ecuație, se obține forma simplificată și aproximativă a ecuației de stare a fluidului (apei) de răcire a motorului diesel:

$$\delta = \rho_0 \cdot \text{EXP}[\beta(p - p_0) - \alpha(T - T_0)] \approx \rho_0 \cdot [1 + \beta(p - p_0) - \alpha(T - T_0)] \quad (24)$$

$$\Rightarrow V = V_0 \cdot [1 - \beta(p - p_0) + \alpha(T - T_0)] \quad (25)$$

Efectul presiunii asupra densității unui fluid este mult mai mic decât cel al temperaturii, motiv pentru care în cazul apei de răcire a motorului diesel, coeficientul de compresibilitate izotermă este neglijat, situație în care apa este considerată incompresibilă. Ecuația dimensională a vâscozității dinamice este:

$$[\mu] = \frac{[\tau] \cdot [dn]}{[dv]} = \frac{F}{L^2} \cdot L \cdot \frac{T}{L} = F \cdot T \cdot L^{-2} = \frac{M}{L \cdot T} \quad (26)$$

Vâscozitatea cinematică este definită ca raport între vâscozitatea dinamică și densitatea fluidului (apei de răcire) iar ecuația dimensională este:

$$[\nu] = \frac{[\mu]}{[\rho]} = \frac{M}{L \cdot T} \cdot \frac{L^3}{M} = L^2 \cdot T^{-1} \quad (27)$$

Forțele de coeziune, tangente la suprafața liberă a apei de răcire din rezervorul principal de apă al locomotivei, dau naștere unor tensiuni în această suprafață.

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

Forțele care creează tensiune la suprafața de separație a fazelor sunt tangente la suprafața liberă și normale pe laturile suprafeței elementare (Δs_1 și Δs_2) și proporționale cu lungimea acestor laturi. Menținerea în contact a două fragmente ale suprafeței libere produse prin practicarea unei discontinuități de lungime Δs necesită prezența a două forțe tangente la suprafața liberă și normale la discontinuitatea Δs . Semnificația tensiunii superficiale este explicată cu ajutorul ecuației următoare:

$$\vec{\sigma} = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta s} = \frac{d\vec{F}}{ds} \quad (28)$$

Intensitatea rezultatelor forțelor superficiale care acționează pe ambele laturi ale elementului de suprafață (ΔA) sunt prezentate schematic în figura 13.

$$R_{F_1} = 2 \cdot \sigma \cdot \Delta s_1 \cdot \sin \alpha \approx 2 \cdot \sigma \cdot \alpha = 2 \cdot \sigma \cdot \Delta s_1 \cdot \frac{\Delta s_2 / 2}{r_2} = \sigma \cdot \frac{\Delta s_1 \cdot \Delta s_2}{r_2} = \sigma \cdot \frac{\Delta A}{r_2} \quad (29)$$

$$R_{F_2} = 2 \cdot \sigma \cdot \Delta s_2 \cdot \sin \phi \approx 2 \cdot \sigma \cdot \phi = 2 \cdot \sigma \cdot \Delta s_2 \cdot \frac{\Delta s_1 / 2}{r_1} = \sigma \cdot \frac{\Delta s_1 \cdot \Delta s_2}{r_1} = \sigma \cdot \frac{\Delta A}{r_1} \quad (30)$$

Condiția de repaus a suprafeței ΔA este dată de echilibrul presiunilor exercitate pe fața convexă și cea concavă a apei din rezervor (figura 14) și este dată de ecuația:

$$(p_1 - p_2) \cdot \Delta A = R_{F_1} + R_{F_2} \Leftrightarrow (p_1 - p_2) \cdot \Delta A = \sigma \cdot \frac{\Delta A}{r_2} + \sigma \cdot \frac{\Delta A}{r_1} \quad (31)$$

Valoarea σ a tensiunii superficiale a apei de răcire a motorului diesel, depinde invers proporțional de temperatură. Pentru apă și aer la 20°C tensiunea superficială este $\sigma = 0,0726 \text{ N/m}$.

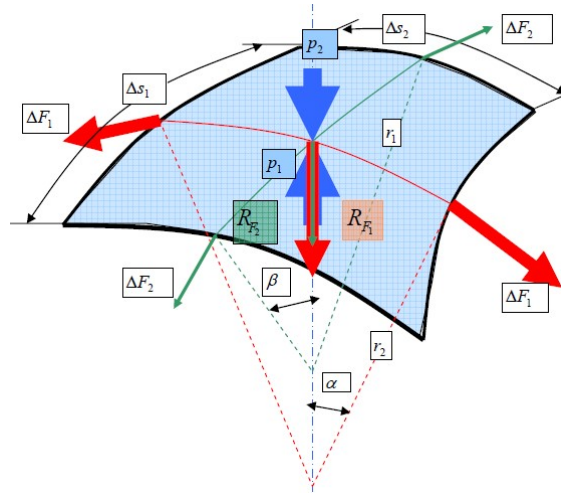


Fig. 14. Elementul de suprafață ΔA supus forțelor de tensiune superficială

Condiția de repaus a suprafeței ΔA este dată de echilibrul presiunilor exercitate pe fața convexă și cea concavă a apei din rezervor și este dată de ecuația (31).

Pierderile hidraulice h_p într-o conductă dreaptă sunt direct proporționale cu căderea de presiune Δp pe tronsonul considerat iar căderea de presiune poate fi obținută, pentru tronsonul considerat, din se determină cu ecuația:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \Rightarrow h_{p_{1-2}} = \frac{\Delta p_{1-2}}{\rho g} \Rightarrow h_{p_{1-2}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (32)$$

unde: λ este coeficientul pierderilor distribuite sau coeficientul *Darcy*, iar v viteza din conducta dreaptă.

Determinarea acestui coeficient este o problemă fundamentală în calculul conductelor pentru care *Nicuradse* a întreprins pentru prima dată un studiu sistematic asupra coeficientului λ , pentru a stabili legătura între acest coeficient, criteriul *Reynolds* și rugozitatea relativă k/d . *Nicuradse* a realizat conducte cu asperități artificiale, lipind cu un lac special granule de nisip de diferite dimensiuni pe pereții interiori a unor conducte și a studiat curgerea prin aceste conducte în domenii largi de valori ale numărului *Reynolds* și a rugozității relative.

Dependența obținută $\lambda = \lambda\left(\text{Re}, \frac{k}{d}\right)$, a fost sintetizată în diagrama *Nicuradse* care simbolizează curbele de curgere denumite generic „Crosele lui *Nicuradse*” (figura 15).

Toate punctele experimentale obținute de *Nicuradse* până la $\lg \text{Re} = 3,3$ ($\text{Re} \cong 2320$) se dispun, independent de rugozitatea pereților, după o dreaptă, care dă valoarea $\lambda = 64/\text{Re}$, ceea ce corespunde regimului laminar de mișcare (relația *Poiseuille*). În domeniul mișcării turbulente, $\text{Re} \gg 2320$, există regimuri de curgere pentru care, indiferent de rugozitate, coeficientul λ depinde numai de numărul Re . De la o anumită valoare a numărului *Reynolds*, coeficientul λ (coeficientul *Darcy*) rămâne constant, și depinde numai de rugozitatea relativă, $\lambda = \lambda(k/d)$. O conductă poate fi atât hidraulic netedă cât și hidraulic rugoasă, în funcție de valoarea numărului *Reynolds* și a rugozității relative iar λ depinde atât de numărul *Reynolds* cât și de asperitatea pereților, Pentru $\text{Re} < 2320$ ($\lg \text{Re} \cong 3,3$), punctele măsurate se suprapun peste dreapta *Poiseuille* a regimului laminar și în această zonă λ se poate calcula exact: $\lambda = 64/\text{Re}$.

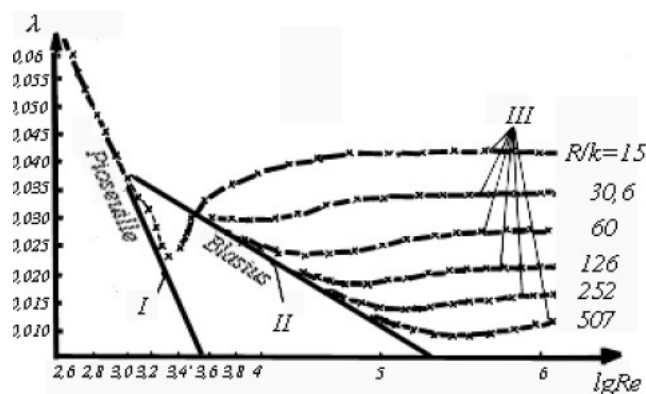


Fig. 15. Diagrama *Nicuradse* - „Crosele lui *Nicuradse*”

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

Pentru conducte hidraulic netede, *L. Prandtl* a stabilit o legătură între repartitia de viteze în conducte și coeficientul λ , valabilă până la valori de $3,2 \cdot 10^6$ ale numărului *Reynolds* și verificate experimental de *Nicuradse*:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} 2 \lg(\text{Re} \sqrt{\lambda} - 0,8) = 2 \lg \frac{\text{Re} \sqrt{\lambda}}{2,51} \quad (33)$$

Dezavantajul acestei formule este că impune calcule iterative, fiind evident că λ este cuprins într-o dependență implicită. De aceea s-au căutat formule de aproximare. Una dintre acestea este formula lui *Blasius*, verificată experimental pentru $\text{Re} < 10^5$:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \text{Re}}} \quad (34)$$

Pentru conducte hidraulic rugoase, folosind repartitia de viteze în conductă, *T. von Karman* a dedus relația verificată de experiențele lui *Nicuradse* [31]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} 2 \lg \frac{d}{k} + 1,14 = 2 \lg 3,71 \frac{d}{k} \quad (35)$$

Această formulă este valabilă în întreg domeniul de mișcare turbulent. În domeniul conductelor hidraulic netede rugozitatea nu are nici o pondere și formula se reduce la primul termen, adică la formula lui *Prandtl* [32], iar pentru domeniul conductelor hidraulic rugoase, la numere *Reynolds* [33] foarte mari, se reduce la formula lui *Karman - Nicuradse*. În calculele coeficientului de pierderi longitudinale λ , problema care se pune constă în determinarea unui mod unic de raportare a rugozității și se introduce noțiunea de rugozitate echivalentă, prin care se definește rugozitatea uniformă de tip emisferic (precum nisipul) a unei conducte cu aceleași dimensiuni geometrice, care conduce la aceleași pierderi în domeniul conductelor hidraulic rugoase. În instalația hidraulică pentru transportul apei de răcire a motorului diesel pentru locomotivă, intervin alături de pierderile hidraulice longitudinale și pierderi locale de sarcină [34]. Aceste pierderi locale sunt cauzate de organele de închidere și reglaj precum și de schimbările bruște de secțiune sau de direcție, care alterează brusc și major câmpul de viteze iar calculul pierderilor locale se determină cu ecuația *Weissbach* [35] care are expresia:

$$h_{p_{loc}} = \zeta \frac{v_m^2}{2g} \quad (36)$$

unde: ζ este coeficientul de rezistență locală, iar v_m^2 este viteza medie a curentului în aval de rezistență.

Coeficientul de rezistență locală depinde de caracteristicile geometrice, de calitatea suprafeței rezistenței și de natura regimului de curgere, prin criteriul *Reynolds*. Experimental s-a constatat, că pentru $\text{Re} > 105$ coeficientul ζ nu mai depinde de acesta. Determinarea prin calcul a pierderilor hidraulice locale și a coeficientului ζ , pentru o infinitate de geometrii posibile, este dificilă, și de aceea determinările experimentale au fost singura sursă de evaluare a acestor pierderi. Unul din cazurile simple din punct de vedere al calculului este destinderea, respectiv contracția bruscă. În acest caz, prin aplicarea ecuației transferului energiei mecanice și a teoremei I a impulsului pe un volum de control, care include secțiunea de intrare (1) și cea de reatașare a vânei fluide (2), se obține relația *Borda – Carnot* [36]:

$$h_{p_{loc}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \Rightarrow h_{p_{loc}} = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{unde } \zeta_1 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad (37)$$

$$h_{p_{loc}} = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{unde } \zeta_2 = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1\right)^2 \quad (38)$$

Având debitul total al apei din instalația de răcire a motorului diesel Q_t , viteza în conductele instalației rezultă, prin calcul, cu ecuația următoare:

$$v = \frac{4Q_t}{\pi d^2} \quad (39)$$

De asemenea, viteza medie a apei de răcire a motorului, la curgerea în regim laminar prin conducta instalației este dată de raportul dintre debitul volumic al apei și aria secțiunii circulare a conductei:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (40)$$

Totodată, în funcție de modulul M de rezistență hidraulică a conductei, sarcina hidrodinamică, pierderea de sarcină hidraulică totală h_r se determină cu formula *Darcy – Weissbach* [37]:

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z = \frac{v^2}{2g} + H_p \Rightarrow h_r = h_p + j = 1 \sum^n h_{lj} \Rightarrow h_d = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (41)$$

$$\Rightarrow h_l = 0.0826 \frac{\zeta}{D^4} \cdot Q^2 = M_l \cdot Q^2 \quad (42)$$

unde: λ este coeficientul *Darcy* iar ζ este coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală.

3.2. Calculul tubului de curent al apei de răcire a motorului diesel

Considerându-se cunoscut câmpul de viteze al apei de răcire, care parcurge la un moment dat de timp o secțiune transversală de formă circulară printr-o conductă a instalației de răcire cu apă, la curgerea în regim turbulent prin conductele instalației de răcire a motorului termic al locomotivei [38], fiind de forma:

$$\vec{v} = x_1 x_2^2 \vec{i}_1 + x_1^2 x_2 \vec{i}_2 + x_3 (x_1^2 + x_2^2) \cdot \vec{i}_3 \quad (43)$$

unde: x_1, x_2, x_3 sunt coordonatele carteziane iar secțiunea transversală fiind un cerc ale cărui caracteristici sunt:

$$(C): \begin{cases} x_1^2 + x_2^2 - 9 = 0 \\ x_3 - 3 = 0 \end{cases} \quad (44)$$

Considerând totodată că forma carteziană a ecuației tubului de curent este:

**CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE
ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL**

$$F(x_1, x_2, x_3, t) = 0 \quad (45)$$

atunci, înlocuind expresiile vitezelor: $v_1 = x_1 x_2^2$; $v_2 = x_1^2 x_2$; $v_3 = x_3(x_1^2 + x_2^2)$, ecuația diferențială a tubului de curent al apei este de tip *Cauchy*, diferențială liniară, omogenă, cu derivate parțiale de ordinul I și devine:

$$v_1 \frac{\partial F}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial F}{\partial x_2} + v_3 \frac{\partial F}{\partial x_3} = 0 \Rightarrow x_1 x_2^2 \frac{\partial F}{\partial x_1} + x_1^2 x_2 \frac{\partial F}{\partial x_2} + x_3(x_1^2 + x_2^2) \frac{\partial F}{\partial x_3} = 0 \quad (46)$$

și atunci, sistemul caracteristic asociat ecuației *Cauchy*, devine:

$$\frac{dx_1}{v_1(x_1, x_2, x_3, t)} = \frac{dx_2}{v_2(x_1, x_2, x_3, t)} = \frac{dx_3}{v_3(x_1, x_2, x_3, t)} \Rightarrow \frac{dx_1}{x_1 x_2^2} = \frac{dx_2}{x_1^2 x_2} = \frac{dx_3}{x_3(x_1^2 + x_2^2)} \quad (47)$$

Acest sistem reprezintă sistemul de ecuații asociat liniilor de curent care formează tubul iar ecuațiile integralele prime ale sistemului caracteristic sunt:

$$\frac{dx_1}{x_1 x_2^2} = \frac{dx_2}{x_1^2 x_2} \Rightarrow x_1 dx_1 - x_2 dx_2 = 0 \Rightarrow x_1^2 - x_2^2 = C_1 \quad (48)$$

De asemenea, a doua integrală primă care la rândul ei se va integra succesiv ca și prima ecuație integrală primă, are expresia următoare:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{x_2^2} = \frac{dx_2}{x_1^2 x_2} = \frac{dx_3}{x_3(x_1^2 + x_2^2)} &\Rightarrow x_3(x_1^2 + x_2^2)(x_2 dx_1 - x_1 dx_2) - x_1 x_2(x_1^2 + x_2^2) dx_3 = 0 \\ \frac{d(x_1, x_2)}{x_1 x_2} = \frac{dx_3}{x_3} &\Rightarrow \ln C_2 x_1 x_2 = \ln x_3 \end{aligned} \quad (49)$$

adică:

$$\begin{cases} x_1^2 + x_2^2 = 9 \\ x_3 = 3 \\ x_1^2 + x_2^2 = C_1 \end{cases} \Rightarrow C_1^2 + \frac{36}{C_2^2} - 81 = 0 \quad (50)$$

Efectuând schimbările de variabile următoare $C_1 = x_1^2 - x_2^2$ și $C_2 = x_3 / x_1 x_2$ după înlocuirea căroră, va rezulta forma canonică a ecuației carteziene a tubului de curent:

$$F(x_1, x_2, x_3) = (x_1^2 - x_2^2)^2 + \frac{36 \cdot x_1^2 x_2^2}{x_3^2} - 81 = 0 \quad (51)$$

Integrând succesiv ecuațiile de stare pentru lichide cu densitatea constantă, funcția potențial are forma $U = gz = \text{const.}$ de unde rezultă ecuația *Bernoulli* pentru lichidele aflate în mișcare permanentă [39] care exprimă, din punct de vedere energetic, principiul conservării energiei unității de masă fluidă.

CONCLUZII

Principală caracteristică care apare la curgerea apei de răcire a motorului termic al locomotivei, prin orificii existente în instalația de răcire cu apă, este fenomenul de contracție a

veneii de fluid. Imediat după ieșirea apei dintr-un orificiu, secțiunea transversală a veneii de apă are o arie mai mică decât secțiunea geometrică a orificiului. Contractia este un fenomen inerțial care se datorează spectrului convergent al liniilor de curent îndreptate către orificiu. În cazul în care orificiile din pereții orizontali ai conductei au o dimensiune importantă de-a lungul direcției principale de curgere, din cauza pierderilor de sarcină hidraulică existente, și a neuniformităților care apar în curgerea din conductă în lungul orificiilor, pot apărea cazuri în care vitezele să nu poată fi considerate constante pe întreaga suprafață a orificiului. S-a constatat că debitul printr-un orificiu circular mic este egal cu debitul printr-un ajutor cilindric cu același diametru, atunci când raportul dintre lungimea L a ajutorului și diametrul D al acestuia respectiv L/D . Valoarea maximă a debitului prin ajutoare se obține pentru valori ale raportului L/D . Deoarece valorile coeficientului de contractie și coeficientului de debit sunt subunitare, apare fenomenul de cavitație în secțiunea contractată, ceea ce modifică drastic condițiile de curgere ale apei de răcire a mașinii termice a locomotivei.

Valoarea coeficientului de debit μ_q nu este constantă, ci variază cu numărul Re (numărul *Reynolds*). Modulul de rezistență hidraulică M pe tronson al unei conducte din instalația de răcire cu apă a motorului diesel, are o valoare constantă în funcție de debitul apei de răcire, pentru toate regimurile de curgere, exceptând regimul de curgere turbulent rugos al apei. Sistemul de transport al apei din instalația de răcire a motorului diesel se consideră ne izoterm numai atunci când mișcarea fluidului în sistem este asigurată numai de către diferența de temperatură.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **R. Rusak**, „*Pojazdy trakcyjne przewoźników prywatnych-lokomotywy spalinowe*”, TTS Technika Transportu Szynowego, 2008, R. 14, nr. 4, pages 31-45.
- [2] **Z. Marciniak**, „*Modernizacja lokomotywy spalinowej typu M62 w oparciu o silnik 12CZN26/26-konstrukcja i wyniki badań*”, TTS Technika Transportu Szynowego, 2007, R. 13, nr. 1-2, pages 64-78.
- [3] **O. Kowalczyk**, „*Elementy konstrukcyjne lokomotywy spalinowej M62 w języku ukraińskim – problem zapożyczeń*”, in Journal: Linguistische Treffen in Wrocław, Issue Year: 16/2019, Issue No: 2, pages 61-75.
- [4] **J. Mróz**, „*LHS Sławków*”, Archived from the original on 2007-10-22.
- [5] **R. Tabacek, J. Vittek**, „*The Electric Equipment of Traction Vehicles Current Development and Perspectives*”, Communications - Scientific Letters of the University of Zilina, vol.3, nr. 2-3, 2001, pages 114-120.
- [6] **R. Chovanec**, „*Elektrické rameno pre analógovú a IP kameru*”, UTB ve Zlíně, Fakulta aplikované informatiky, 2012, pages 1-87.
- [7] **J. Merkisz, S. Walasik**, „*Uwagi o przepisach dotyczących emisji związków toksycznych spalin z silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych*”, Archiwum Motoryzacji, 2006, pages 41-51.
- [8] **J. Bek, A. Chmelík**, „*Motorové lokomotivy T 669.0, T 669.1, T 669.5*”, Nadas, Praha 1973.
- [9] **D. Milan, K. Ladislav**, „*Hnacie vozidlá ŽSR*”, Nadas-AFGH 1994.
- [10] **L. Kuruc**, „*Slovenské železnice*”, Phoenix 2001.
- [11] **J. Pernička, a kol**, „*ŽM - Motorové lokomotivy v ČR a na Slovensku*”, M-Press s.r.o. 2009.
- [12] **J. Swanson, J. Smatlak**, „*State of the Art in Light Rail Alternative Power Supplies*”, TR Circular E-C213: 13th National Light Rail and Streetcar Conference: Transforming Urban Areas, 2016, pages 47-64.
- [13] **A. Maoka, H. Ikarashi, F. Kurino**, „*Demonstration testing and evaluation of a train running under its own power using a stationary energy storage system*”, Hitachi Review, vol. 63 (2014),

CARACTERISTICI TERMODINAMICE ȘI DE PUTERE ALE MAȘINILOR TERMICE PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

- no. 10, pages 678-683.
- [14] **N. Ghaviha, J. Campillo, M. Bohlin, E. Dahlquist**, „*Review of application of energy storage devices in railway transportation*”, Energy Procedia, Volume 105, May 2017, pages 4561-4568.
 - [15] **O. Bucek**, „*Research on the Comprehensive Climate Environment Test Methods for Railway Vehicles in Climate Wind Tunnel*”, 2017 2nd International Conference on Industrial Aerodynamics (ICIA 2017), pages 11-20.
 - [16] **B. Ligaj, M. Wirwicki, K. Karolewska, A. Jasińska**, „*Experimental verification of numerical calculations of railway passenger seats*”, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 344, The 3rd International Conference on Science, Technology, and Interdisciplinary Research (IC-STAR) 18–20 September 2017, University of Lampung, Indonesia, pages 1-5.
 - [17] **A.S.A. Awad, T.H.M. El-Fouly, M.M.A. Salama**, „*Optimal ESS allocation for load management application*”, IEEE Transactions on Power Systems, volume: 30, Issue: 1, Jan. 2015, pages 327 – 336.
 - [18] **J.A. Hinton**, „*The Status of the HESS Project*”, New Astronomy Reviews, volume 48, Issues 5–6, April 2004, pages 331-337.
 - [19] **J. Kuchta, M. Fulier**, „*Electrical Transmission of Modernized Locomotives of Independent Traction Power*”, Communications - Scientific Letters of the University of Zilina, vol. 3, no. 2-3, 2001, pages 76-88.
 - [20] **E.E. Kossov, S.I. Sukhoparov**, „*Optimization of operating modes of diesel generators*”, (In Russian) M.: Intekst. 1999, p. 184.
 - [21] **L. Liudvinavičius, L. P. Lingaitis, S. Dailydka**, „*Traction rolling stock power drives and their control: common high school text book*”, (In Lithuanian) Vilnius: Technika, 2010, 320 p. ISBN 978-9955-28-559-5.
 - [22] **D. Jolevski**, „*Excitation System of Synchronous Generator*”, University of Split, Faculty of Electrical Engineering, Mechanical Engineering and Naval Architecture, Split. 2009.
 - [23] **N.I. Volkov, V.P. Milovzorov**, „*Electric machinery automation*”, Higher School, 1978, Moscow.
 - [24] **J. Machowski, J.W. Bialek, S. Robak, J.R. Bumby**, „*Excitation control system for use with synchronous generators*”, IEE Proc.- Gener. Transm. Distrib. 145(5) (September 1998).
 - [25] **M. Miskovic, M. Mirosevic, M. Milkovic**, „*Analysis of Synchronous Generator Angular Stability depending on the Choice of the Excitation System*”, Energija 58 (4), pages 430–445, INSPEC, 2009.
 - [26] **D. Sumina, G. Erceg, T. Idžotić**, „*Excitation control of a synchronous generator using fuzzy logic stabilizing controller*”, EPE 2005 – Dresden, 2005.
 - [27] **K. Fuest, P. Döring**, „*Elektrische Maschine und Antriebe*”, Lehr- und Arbeitsbuch. Vieweg. Wiesbaden. 2000.
 - [28] **A. Wawszczak**, „*Regulacja wydajności urządzeń potrzeb własnych elektrowni ciepłych asynchronicznymi napędami falownikowymi średniego napięcia*”, Archiwum Energetyki, 2013, vol. 13, nr. 1/2, pages 87-99.
 - [29] **A. Neacsu, D.B. Stoica, N.N. Antonescu**, „*Studies on the use of implemented databases on web platforms in order to verify machines compatibility with working conditions*”, Journal of the Balkan Tribological Association 18 (4), 2014.
 - [30] **M.G. Petrescu, A. Neacsu, D. Petrescu**, „*Contributions to the study of the global heat treatment applied to the spherical tanks-Part I*”, 2002, Sudura (Romania) 12 (1), pages 55-61.
 - [31] **T. Von Karman, P. Duwez**, „*The Propagation of Plastic Deformation in Solids*”, Journal of Applied Physics, volume 21, october, 1950, pages 987-994.
 - [32] **D. Gérard-Varet, E. Dormy**, „*Sur l'équation de Prandtl*”, Séminaire Équations aux dérivées partielles (Polytechnique) dit aussi "Séminaire Goulaouic-Schwartz" (2008-2009), Exposé no. 21, 10 p.
 - [33] **T. Baracu**, „*Curgerea laminara si turbulenta a fluidelor*”, Referat la Hidraulica Aplicată,

- Universitatea Tehnică de Construcții București, 2011.
- [34] **C. Thoma, J.D.M. Cerezo, K. Kramer, J. Richter, S. Mehnert, G. Stryi-Hipp**, „*Temperature measurement in air ducts-an optimized method for solar air heaters*”, EUROSUN 2010, Int. Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, September 28th–October 1st. Graz, Austria, International Solar Energy Society (ISES).
 - [35] **S.C. Georgescu, A.M. Georgescu**, „*Calculul rețelelor hidraulice cu GNU Octave*”, Editura Printech, București, 2014.
 - [36] **D.I. Arsenie, M. Popescu, I. Omer, C. Nițescu**, „*Lovitura de berbec în cazul conductei compuse*”, "Ovidius" University Annals Constantza. Series Civil Engineering; Constanta Vol. 1, Iss. 2, (May 2000), pages 23-29.
 - [37] **A.E. Scheidegger**, „*On the dynamics of deposition*”, International Association of Scientific Hydrology. Bulletin, pages 49-57, published online: 04 Jan 2010.
 - [38] **F.I. Petrescu, R.V. Petrescu**, „*Motoare Termice*”, USA 2011.
 - [39] **I. David, C. Stăniloiu, C. Ștefănescu**, „*Hydraulik: Praxis orientierte Grundlagen und Anwendungen*”, Timișoara, Orizonturi Universitare, 2017.