



Universitatea *Transilvania* din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA MOTOARELOR DIESEL GRELE

Domeniul: Inginerie Mecanică

Autor: Conf.dr.ing. Veneția SANDU

BRAȘOV, 2015

CUPRINS

(A) Rezumat (EN)	2
(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	4
(B-i) Realizări științifice și profesionale	4
Capitolul 1. Reducerea emisiilor chimice ale motoarelor diesel.....	4
Capitolul 2. Reducerea emisiilor acustice ale motoarelor diesel.....	64
Capitolul 3. Creșterea eficienței proceselor din motoare.....	104
Capitolul 4. Integrarea motorului diesel - studii de caz.....	161
(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	170
(B-iii) Bibliografie	175

(A) Summary

This habilitation thesis represents a condensed presentation of my professional activity after being awarded the doctoral degree in the domain of Heat Engines and Thermal Equipment, for the Ph. D. thesis entitled *Chemical and acoustical treatment of diesel engine exhaust gas*, held in 20.06.1998 at Transilvania University, Braşov.

My main achievements were focused on the research and development of compression ignition engines or diesel engines.

The results of applied research work were accomplished, in a great extent, in the field of experimenting direct injection heavy duty diesel engines, typically used on lorries or buses over 3.5 tons payload.

The four research areas regarding diesel engines included the abatement of the chemical pollutants from exhaust gas, the reduction of engine noise, the improvement of the processes efficiency, as well as the design and functional optimisation according to the prerequisites of a given application.

The research work was undertaken at Road Vehicle Institute INAR Braşov, an accredited research institution and at Transilvania University, Braşov.

Chapter 1 encloses the results of the research work upon the reduction of exhaust gas pollutants, being emphasized the original contributions belonging to passive methods (exhaust gas after-treatment, ch.1.1) applied to diesel oxidation catalysts, urea catalytical reduction of NO_x in copper-ion zeolites and to diesel particulate filters (ceramic monolith and ceramic fibers types). It is worth mentioning the particulate –smoke equivalence applied to steady operation modes, adapted according to European emission standards, in ch.1.1.3.

As active methods to reduce the emissions there were considered those which improve the combustion process (ch.1.2), limiting at the origins the formation of the emissions; I have experimented exhaust gas recirculation, the fuel injection metering and timing.

Fuel reformulation significantly contributes to the reduction of particulate and smoke emissions, being investigated the effect of sulphur content and antismoke additives (ch.1.3).

The chapter also includes data on the implementation of two original research instruments elaborated in Ph. D. thesis and applied in subsequent studies (a set of engine emission test cycles in ch.1.4 and overall toxicity indices applied to combustion system in ch.1.5).

Chapter 2 deals with engine noise abatement, regarding exhaust gas noise, overall engine noise and by-passing noise. The exhaust gas noise (ch. 2.1) produced in the exhaust system was analysed in ranges of frequencies, being designed three silencers with improved noise performances than those of previous five silencers presented in Ph. D. thesis and of serial production silencers. The redesign involved the tuning effect of Helmholtz resonators and the use of higher performance phono- absorbent materials, such as basalt and stainless steel wool.

The overall engine noise was measured (ch. 2.2) being identified the most dominant noise sources (combustion noise, mechanical noise and aerodynamic fan noise), upon which should be applied abatement techniques. It was also investigated the effect of partial screening of the engine surface (40%) with phono-absorbent polyurethane foam.

The engine noise was also considered from the perspective of the receptor (ch. 2.3), as environmental noise which may disturb the inhabitants from a district of Brasov city; the measurement of the engine noise produced in a power plant indicated the propagation paths from sources to receptors, emphasizing the contribution of the reflexions of the sound waves due to several block of flats. For this case, two attenuation techniques were designed and applied - acoustic screens and noise silencers.

Chapter 3

The actual requirements imposed on internal combustion engines are the same as in the past, the increasing of effective power and torque and the reducing fuel consumption, with the supplementary requirement, in a certain extent contradictory, of lowering emissions. I have investigated several techniques aiming to increase thermodynamic efficiency and to reduce the mechanical losses.

The architecture of exhaust gas ducts has a significant influence on the scavenging energy which reduces the effective work and, finally, the engine power, thus being numerically analysed in 3.1. By applying the air charge intercooling (ch. 3.2) the gain of engine power and fuel economy along with lower emissions has been a win-win solution; also the match of the engine with the turbocharger by the proper adjustment of a by-pass valve demonstrated fair increase in performance along with the reduction of smoke emission (ch. 3.3).

The study of engine energy balance,(ch.3.4), yielded experimental data of combined convection -radiation heat transfer coefficient of engine surfaces and emphasized the potential of thermal energy harvesting when a thermoelectric generator is placed on the exhaust duct.

The optimisation of engine cooling system (ch.3.5) was focused on the integration of mechanical characteristics of three distinct components: coolant pump, fan and heat exchanger (coolant radiator) with those of the engine, resulting a procedure for design and certification of the cooling system.

The measurement of the mechanical losses on the dynamometric test bench by motoring method (ch.3.6) is useful for the finding of the engine mechanical efficiency. This is a valuable indicator of the accuracy of manufacturer metal processing, especially for the components of the crankshaft mechanism. The mechanical efficiency variation was analysed with second order polynomial regression, yielding two equations specific for each of the two tested engines.

The engine mechanical losses can be reduced when the fan and the cooling pump are mechanically driven by the crankshaft, so their driving power had to be lowered (ch.3.7); for the cooling fan, it was investigated on a dedicated test bench the power consumed by the fan drive, as well as the usefulness of intermittent drive using a visco type coupling.

Finally, the quality of engine lubricants was analysed, mainly their behaviour at extreme pressures, by means of a Falex type tribometer, having as main objective keeping the lubrication regime in the area of the minimum coefficient of friction on the Stribeck curve (ch. 3.8).

The research instruments were infrared thermography for finding the mean temperature of engine surfaces and data acquisition software for the thermo-electric generator.

Chapter 4 deals with the integration of the diesel engine into dissimilar applications; being very flexible, it can be adapted with a series of specific redesigns to most of customer demands. Two applications are illustrated, the integration into a generator set and the integration into a multipurpose vehicle with power take-off for agriculture, forestry and communal works.

**(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI
PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI**

(B-i) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE

CAPITOLUL 1

REDUCEREA EMISIILOR CHIMICE ALE MOTOARELOR DIESEL

Sintagma „motoare diesel grele” din titlul lucrării provine din expresia „heavy duty diesel engine”, care înseamnă motor diesel ce funcționează pe un autovehicul greu („heavy-duty vehicle”). Conform definițiilor existente în legislația europeană care are la bază Regulamentul 13 (UNECE), precum și a prevederilor standardul român de clasificare a autovehiculelor pe categorii (STAS 11960-89), autovehiculele grele cuprind autovehiculele din categoria transportului de mărfuri (N) și pasageri (M) cu masa totală peste 3,5 tone.

Arderea combustibililor petrolieri în motoarele diesel se caracterizează prin fenomenul de autoaprindere care apare înainte de finalizarea injecției de combustibil în camera de ardere; amestecul format din aer și combustibil este eminent neomogen și cu exces de aer. Pentru cazul motoarelor cu injecție directă arderea este împărțită în faza arderii amestecurilor preformate (arderea rapidă) și cea a arderii difuzive (arderea moderată).

Arderea generează în atmosferă emisii poluante din care sunt limitate prin norme oxizii de azot ($\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$), monoxidul de carbon (CO), hidrocarburile gazoase (HC) și particulele diesel (abreviate PT –en. particulates sau PM –en. particulate matter). Acest din urmă poluant este definit prin metoda sa de măsură, adică măsura gravimetrică a materiei solide și lichide colectate pe un filtru de teflon de o porozitate dată, la trecerea gazelor de evacuare emise de un motor diesel, gaze diluate cu aer și răcite până la 52°C. Particulele reprezintă un poluant alcătuit în mare parte din funingine, cunoscută și investigată în deceniile trecute cu metode optice prin măsurarea fumului; compoziția particulelor cuprinde carbon elementar, hidrocarburi grele din combustibil și ulei, care constituie așa numita fracțiune organică solubilă (SOF) a particulelor, sulfați și apă. Mecanismele apariției acestor poluanți sunt complexe, diferite, variabile funcție de fazele arderii, de specificul constructiv și funcțional al motorului.

Calitativ, se poate asocia o emisie mare de CO cu o lipsă locală de oxigen, deși arderea globală rămâne cu exces de aer; cauzele unei emisii crescute de HC pot fi explicate prin mărimea zonelor din camera de ardere cu o compoziție extrem de bogată sau de săracă a amestecului (în combustibil) care nu poate menține reacțiile chimice de autoaprindere și de propagare a frontului de flacără [1]. Pentru NO_x predictorii emisiilor mari sunt temperaturile foarte înalte din camera de ardere și conținutul local ridicat de oxigen.

Metodele de scădere a poluanților la motoarele diesel se împart în metode pasive, care au ca scop reținerea și neutralizarea poluanților după ce aceștia s-au format în camera de ardere, metode active, care urmăresc combaterea formării poluanților prin optimizarea combustiei, și metode legate de reformularea combustibililor. În tabelul 1.1 sunt detaliate principalele tipuri de cercetări și procedeele de scădere a poluanților pe care le-am testat. Sunt marcate calitativ efectele asupra emisiilor și performanțelor motorului, care sunt în concordanță cu literatura tehnică.

Metode	Tehnica	Emisii	Performanțe
Active	Răcire intermediară	↓	↑
	Recirculare gaze arse	↓	-
	Turbosuflanta cu by-pass	↓	↑
	Sistem de injecție de presiune înaltă	↓	↑
Pasive	Catalizator de oxidare	↓↓	-
	Sistem de reducere catalitică a NO _x	↓↓	-
	Filtru de particule	↓↓	-
Legate de combustibil	Scăderea conținutului de sulf	↓	-
	Aditivi polifuncționali	↓	-

Tabelul 1.1 Tehnicile de scădere a poluanților investigați

1.1. METODE PASIVE DE REDUCERE A POLUANȚILOR

În categoria dispozitivelor antipoluante care aplică metodele pasive (post-tratarea gazelor arse) sunt cuprinși catalizatorii de oxidare diesel, prescurtat DOC (Diesel Oxidation Catalyst), sistemele de reducere catalitică selectivă a NO_x, prescurtate SCR (Selective Catalytic Reduction) și filtrele de particule (Diesel Particulate Filter).

Aceste dispozitive sunt scumpe fiindcă folosesc materiale rare și tehnologii complicate și energofage, dar au eficiențele scăderii poluanților foarte bune, de cel puțin 60-70%, cu valori maxime de 90-95%.

Folosirea catalizatorilor de oxidare la motorul diesel are ca scop reducerea substanțială a emisiilor de CO, HC, precum și a fracțiunii organice din particule (SOF).

Concepția conform căreia scăderea NO_x poate fi realizată numai prin acțiunea asupra procesului de ardere se sprijine pe trăsăturile specifice arderii în motoarele diesel, neputându-se aplica tratările catalitice ca în cazul motorului cu aprindere prin scânteie (m.a.s.); la m.a.s., amestecul aer-combustibil omogen se situează într-o plajă îngustă în jurul raportului stoechiometric, iar gazele arse pot fi trecute prin convertorul catalitic trivalent, fiind posibile, simultan, reacții de oxidare a CO și a HC, dar și de reducere a NO_x.

La motoarele cu aprindere prin comprimare (m.a.c.) cunoscute și sub numele de motoare diesel, arderea făcându-se într-un mediu cu exces mare de aer, nu pot avea loc reacțiile de reducere catalitică a NO_x, de aceea s-au preferat procedeele de prevenire a apariției NO_x cu prețul creșterii CO și HC, care au fost scăzute prin acțiunea catalizatorilor de oxidare.

Reducerea NO_x prin metode active este considerată a fi o operație dificilă, care antrenează modificări importante în procesul de combustie.

În cadrul eforturilor de scădere a NO_x trebuie avute în vedere trei compromisuri specifice acestui poluant:

- compromisul NO_x – consum de combustibil;
- compromisul NO_x – CO₂;
- compromisul NO_x – particule.

Explicația acestor compromisuri se poate da prin considerarea celor doi factori care influențează arderea: temperatura camerei de ardere și concentrația locală de O₂.

Creșterea temperaturii în camera de ardere echivalează cu creșterea temperaturii sursei calde, conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii și implicit a creșterii randamentului termodinamic, pentru un proces considerat ideal; din punct de vedere calitativ, creșterea temperaturii în camera de ardere duce la scăderea consumului de combustibil și a CO₂, favorizând reacțiile de formare a NO_x.

1.1.1.CATALIZATORII DE OXIDARE

Cerințele de respectare a legislației antipoluare cunoscută sub denumirea de nivelurile Euro I, II, III, IV, V, VI au obligat producătorii de autovehicule și motoare din Europa să se încadreze cu concentrațiile de poluanți existente în gazele de evacuare în valori din ce în ce mai stricte, fapt ce a impus o cursă contra cronometru. Întrucât dispozitivele antipoluante au eficiențe ale scăderii poluanților mari, către aceste dispozitive s-au orientat și cercetătorii europeni, încă din anii 1980-1990. În România cercetări asupra sintezei catalizatorilor s-au efectuat de un colectiv de la Institutul Național de Cercetări pentru Rafinării și Petrochimie (INCERP Ploiești) coordonat de ing. chimist Delia FLOREA, cu care am colaborat pentru proiectarea, execuția și testarea unor catalizatori de oxidare destinați motoarelor diesel produse la SC ROMAN SA Brașov.

Constructiv, catalizatorii de oxidare sunt fixați pe un convertor catalitic care este compus din următoarele părți: suportul, stratul intermediar, stratul catalitic activ și carcasa. Suportul ceramic poros (sau metalic) este acoperit cu un strat intermediar, cu scopul de a mări suprafața de așezare a catalizatorului. Suportul metalic este alcătuit din pachete de foi din tablă din oțel inoxidabil, distanțate prin intermediul unor foi din tablă ondulată, pachete care sunt rulate în formă de spirală. Stratul intermediar este alcătuit din oxizi de aluminiu, Al₂O₃ (alumină), care au rolul de a îmbunătăți reactivitatea chimică a stratului activ și de a oferi o suprafață de depunere mare.

Stratul activ se suprapune pe stratul intermediar și conține metale prețioase – platină, paladiu, rodiu, sau oxizi metalici (de titan vanadiu, molibden și niobiu) sau zeoliți. Zeoliții sunt [2] aluminosilicați hidratați, cu structură cristalină, care pot pierde reversibil apa, fără distrugerea sau modificarea dimensională a carcasei. În structura reticulară sunt incluse cavități ocupate de ioni și molecule de apă care dispun de o considerabilă libertate de mișcare, permițând schimbul ionic și deshidratarea treptată și reversibilă. Denumiți cristale poroase, zeoliții au ca principală proprietate porozitatea care acționează prin selectivitate geometrică și difuzivă, permițând introducerea în structura lor a unor ioni de metale, care au proprietăți catalitice foarte bune. Catalizatorii zeolitici supersilicici cu stabilitate mare termică și chimică, de tipul ZSM, au compoziția generală: $w\text{Me}_2\text{O} \cdot x\text{R}_2\text{O} \cdot g\text{SiO}_2 \cdot z\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$, cei folosiți în actuala cercetare fiind zeoliți cu schimb de ioni de cupru (Cu-ZSM 5).

Cercetarea a cunoscut patru etape în care a fost modificat stratul activ, rezultatele primei etape (catalizatorul de tip A) fiind cuprinse în teza mea de doctorat. Lucrarea a fost finanțată în mai multe faze de Ministerul Educației și Cercetării. Rezultatele intermediare ale cercetării au fost publicate în monografia Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere, la Editura Tehnică. La încheierea cercetării am publicat un articol cotate ISI publicat în Revista de chimie nr.8 din 2007, intitulat Dezvoltarea unor catalizatori pentru purificarea gazelor de evacuare emise de motoarele diesel, cuprinzând rezultatele întregii cercetări, rezumat în cele ce urmează.

Fără a avea părți în mișcare, catalizatorul transformă, chiar pe vehicul, prin oxidare pe suprafața mare de contact cu gazele arse, o parte din poluanți (CO, HC și SOF) în dioxid de carbon și apă.

Performanțele catalizatorilor de oxidare, în principal eficiența și durabilitatea, sunt influențate de parametrii care depind de catalizator, de motor, precum și de combustibilul folosit [3, 4, 5], în prezent existând două linii distincte de dezvoltare: catalizatorii trivalenți cu metale rare (platină, paladiu și/sau rodiu) care au eficiența conversiei CO și HC mare, dar care sunt foarte scumpi și catalizatorii zeolitici, de tipul ZSM (zeoliți solizi microporoși), în condițiile asigurării unor bune proprietăți de oxidare și a unor costuri acceptabile [6]. Din prima grupă de catalizatori cele mai bune rezultate au fost obținute în urma folosirii platinei și a paladiului (cantitatea de metale prețioase în catalizator a fost în medie de 1,3 g/l) cu eficiența conversiei de 70–90% pentru CO și de 50–70% pentru HC.

Eficiența catalizatorilor de oxidare depinde de o multitudine de variabile: natura stratului catalitic activ, compoziția stratului intermediar și a materialului suportului, densitatea celulelor, rezistența gazo-dinamică, conținutul de aditivi din uleiul de ungere, conținutul de sulf din combustibil, poziția catalizatorului, viteza spațială, ciclul de încercări, dar, mai ales, de temperatura gazelor arse la intrarea în catalizator; în cazul funcționării pe motor s-a constatat că fiecare catalizator este caracterizat de o fereastră de lucru, adică de un interval de temperatură cuprins între temperatura de activare și o temperatură limită, determinată fie de temperatura maximă a gazelor arse, fie de apariția unui alt fenomen negativ (de exemplu, formarea sulfaților, cu efect asupra creșterii particulelor); pentru poluanții considerați, fereastra de lucru poate varia, intervalul optim de funcționare fiind obținut prin intersecția intervalelor aferente fiecărui poluant în parte. Lucrarea prezintă studiul unor compoziții catalitice și testarea în funcționare pe motor, urmărind influența câtorva din variabilele sus-menționate.

Studiul experimental - Catalizatorii

Au fost preparate patru compoziții de catalizatori care au fost depuși pe un suport metalic înfățișat în figura 1.1:



Figura 1.1 Secțiunea suportului metalic

Filtrul catalitic a fost proiectat cu două elemente, a și b, identice, conform figurii 1.2.

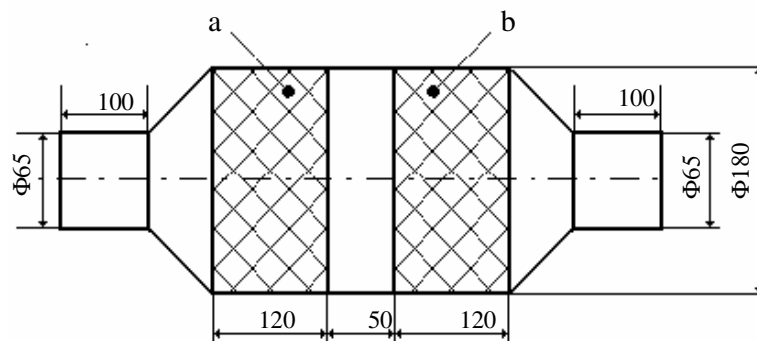


Figura 1.2. Secțiune prin dispozitivul antipoluant

Catalizatorii obținuți în patru variante de depuneri au compoziția prezentată în tabelul 1.2.

Catalizator	Element monolitic	Natura fazei active	Conținutul de metale platinice, g/l		
			Pt	Pd	Rh
A	a	Cu-ZSM-5	-	-	-
	b	Cu-ZSM-5+ Pt+Pd	0,275	0,275	-
B	a	Cu-ZSM-5	-	-	-
	b	Cu-ZSM-5+Pt+Pd+Rh	0,316	0,312	0,0738
C	a	Cu-ZSM-5+Pt+Pd+Rh	0,206	0,206	0,0376
	b	Cu-ZSM-5+Pt+Pd+Rh	0,316	0,312	0,0738
D	a	Oxizi+Pt+Pd	0,312	0,312	-
	b	Oxizi+Pt+Pd	0,352	0,352	-

Tabelul 1.2. Natura fazei active și conținutul de metale platinice al depunerilor

Catalizatorii A, B și C conțin zeolit Cu-ZSM-5 cu un exces de ioni de cupru [7,8] și γ -alumină impregnată cu soluția metalelor prețioase (platină și paladiu sau platină, paladiu și rodiu). Cantitatea de metale prețioase în catalizator a fost sub 0,8 g/l. Caracteristicile zeolitului utilizat sunt: raportul $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 = 48,97$ și conținutul de ZSM-5 = 84,28%. Zeolitului a fost modificat cu cupru - prin schimb ionic, conținutul de cupru devenind de 3,63%. Catalizatorii zeolitici amintiți s-au obținut depunând fazele active pe un substrat monolitic metalic sau ceramic (prin imersarea acestuia în suspensia care conținea faza activă). După depunere, suportul a fost uscat și calcinat. Operațiile de imersare, uscare și calcinare s-au repetat de mai multe ori, până ce cantitatea de substanță depusă a ajuns la valoarea dorită. Așa cum am menționat, depunerea nu este exprimată prin grosimea stratului pe peretele suportului, ci prin masa de catalizator depusă pe unitatea de volum a suportului. Catalizatorul monolitic zeolitic promovat se obține prin depunerea peste primul strat, care conține zeolit modificat cu ioni de cupru, a unui al doilea strat care conține metale platinice (platină și paladiu); depunerea celui de-al doilea strat se face în același mod ca în cazul primului strat.

Față de sistemele recomandate în literatura de specialitate, sistemul catalitic propus prezintă avantajul că în locul catalizatorului platinic se utilizează un catalizator promotat cu metale platinice, la care cantitatea metalelor platinice este mult diminuată.

Catalizatorul de tip D este un catalizator oxidic cu adaos de metale platinice care este recomandat în literatură pentru oxidarea SOF din emisiile diesel [9, 10].

Între cele două trepte, a și b, din figura 1.2, se află o cameră de amestecare, pentru asigurarea unor condiții bune de curgere.

Substanțele catalitice sunt depuse pe un suport metalic confecționat din oțel inoxidabil, suport care, comparativ cu suportii ceramici, are avantajul de a fi mai ușor de executat și are o secțiune de trecere mai mare (la aceleași dimensiuni ca și catalizatorii ceramici), ceea ce înseamnă o cădere de presiune mai mică la același debit de gaze arse vehiculate.

În plus, suportul metalic asigură o rezistență la șocuri termice și mecanice mai bună precum și o inerție termică mai redusă ce favorizează încălzirea catalizatorului la pornire.

S-a considerat structura tipică a suportului (fig.1.3) având următoarea alcătuire: 6 pereți din tablă de oțel inoxidabil de 0,076 mm grosime și 5 straturi intermediare cu tablă ondulată, de 0,076 mm, brazată pe pereții rectilini. Stratul celular a fost dispus în spirală cu două începuturi, pentru a utiliza cât mai bine secțiunea circulară.

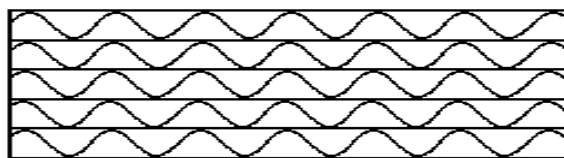


Fig. 1.3. Structura celulară a suportului

Poziția filtrului în sistemul de evacuare s-a stabilit funcție de temperatura gazelor arse pe traseul evacuării și de fereastra de lucru a catalizatorului (intervalul de temperatură în care eficiența de scădere a poluantului este considerabilă). Construcția filtrului catalitic asigură posibilitatea de demontare și de studiere a stratului de catalizator după testare, ca și înlocuirea depunerii catalitice prin curățare chimică și redepunere.

Filtrul a fost dimensionat pentru a neutraliza debitul de gaze arse ale motorului 392-L4-DT, de aceea încercarea s-a făcut pe acest tip de motor. Pentru dimensionarea filtrului catalitic, literatura de specialitate recomandă ca volumul catalizatorului de oxidare să fie de 1,1-1,5 ori mai mare decât cilindrul motorului [11].

Determinarea eficienței reducerii poluanților

Motorul 392-L4-DT pe care s-au testat filtrele catalitice este de tip diesel cu 4 cilindri, cu injecție directă, supra-alimentat prin turbosuflantă, construit la SC ROMAN SA și utilizat pe autocamioane de mic tonaj. Pe bancul de încercare a motoarelor de la Institutul de Cercetare pentru Autovehicule Rutiere INAR Brașov, dotat cu frâne dinamometrice, s-a montat și instrumentat ansamblul format din motor și filtrul catalitic (fig.1.4).

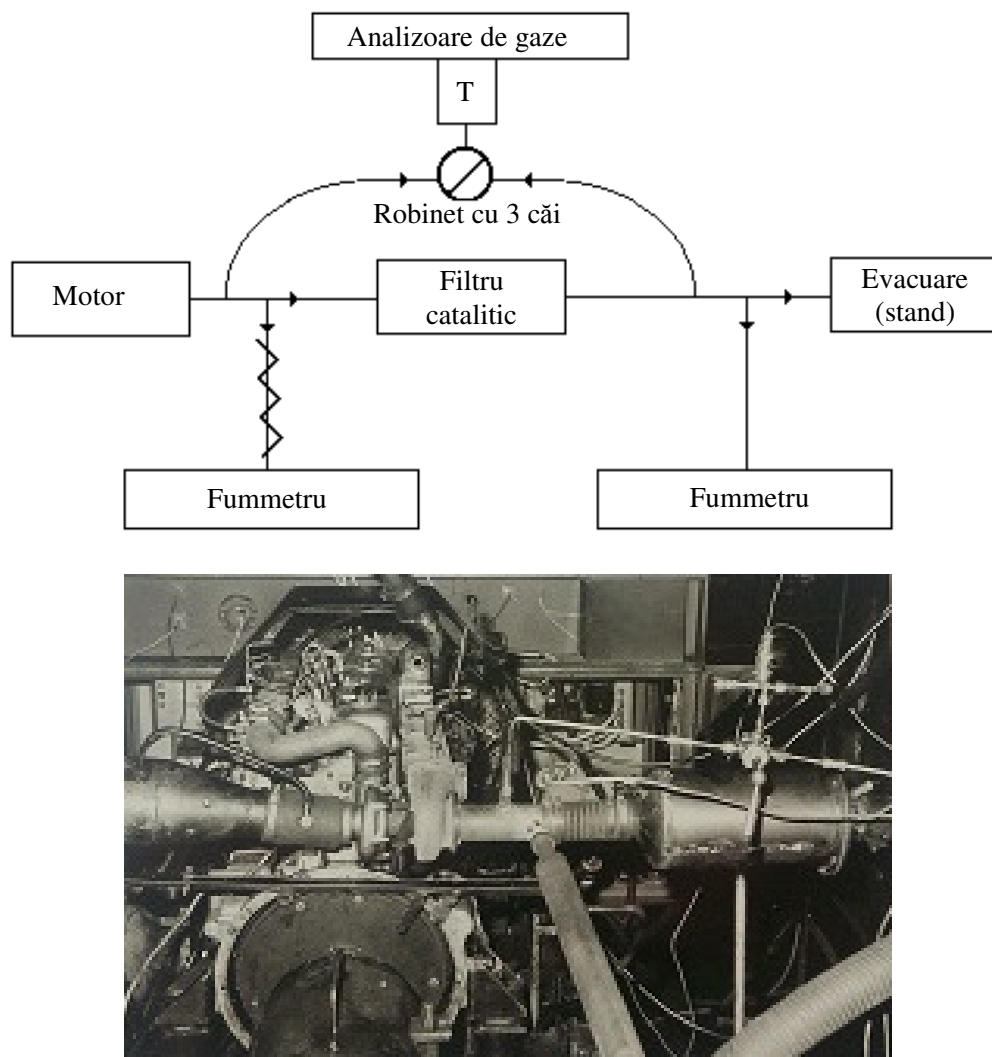


Fig 1.4 Schema instalației de măsurare a emisiilor poluante și o imagine din timpul testării

Analiza gazelor arse s-a executat cu instalația de analiză tip BECKMAN 1945-1954 compusă din:

- detector de ionizare a flăcării pentru hidrocarburi nearchive (model 402) HFID;
- analizor cu absorbție în infraroșu pentru oxidul de carbon (model 854) NDIR;
- analizor cu chemiluminiscență pentru oxizii de azot (model 951) HCLA.

Determinarea indicelui de fum s-a făcut cu două opacimetre tip Hartridge. Cercetarea a urmărit determinarea temperaturii gazelor arse de-a lungul instalației de evacuare și determinarea eficienței de reducere a poluanților funcție de temperatura gazelor arse. S-a observat că temperaturile variază într-o plajă destul de largă, fiind descrescătoare cu distanța de la motor la

filtru și crescând cu sarcina motorului. Scăderea maximă de temperatură pe traseul de evacuare cu lungimea de 1800 mm a fost de 130°C.

Conform literaturii de specialitate, catalizatorii folosiți pentru neutralizarea poluanților din gazele de evacuare au eficiența reducerii corelată cu temperatura gazelor arse, observându-se o valoare prag (temperatura de activare) de la care are loc o creștere a eficienței reducerii, ca și un interval de temperatură în care eficiența are valori mari, denumit fereastră de lucru a catalizatorului.

Eficiența reducerii unui poluant se definește:

$$E = \frac{(c_i - c_e)}{c_i} \times 100 \cdot (\%) \quad (1.1)$$

în care c_i este concentrația poluantului în gazele de evacuare înaintea catalizatorului, iar c_e concentrația poluantului în gazele de evacuare după catalizator.

Mărimile determinate experimental au fost: sarcina, turația, consumul de combustibil, debitul gazelor arse, temperaturile în sondele montate pe filtru, rezistența gazo-dinamică, concentrațiile de CO, NO_x, HC și densitatea fumului (cifra de fum Hartridge) înainte și după filtru, la turațiile de 1400, 1800 și 2700 rot/min.

Rezultatele experimentelor și interpretarea lor

Analiza familiei de caracteristici experimentale a fost făcută ținând seama de cele 4 compoziții ale catalizatorilor din tabelul 1.2, notate cu A, B, C și D.

Întrucât s-a constatat experimental că variantele B și C nu diferă semnificativ, au fost evidențiate grafic numai variantele A, C și D.

Turația pentru care a fost prezentată în detaliu influența compoziției a fost turația nominală a motorului, de 2700 rot/min.

Eficiența reducerii monoxidului de carbon este ilustrată în figura 1.5, eficiența reducerii hidrocarburilor totale gazoase HC este ilustrată în figura 1.6, iar cea a particulelor în figura 1.7.

Interpretând figura 1.5 se poate concluziona că eficiența reducerii CO crește semnificativ cu creșterea temperaturii, atingând valori de peste 80% (max. 83%), iar temperatura de activare poate fi considerată 400°C, cu fereastra activă pentru CO cuprinsă între 400 și 550°C; ierarhia eficienței depunerilor este C, D, A.

Interpretând figura 1.6 se poate concluziona că eficiența reducerii HC crește semnificativ cu creșterea temperaturii, atingând valori de max. 49% pentru turația încercării de 2700 rot/min. Pentru turații mai mici ale motorului, de 1800 rot/min, valorile maxime ale eficienței au atins 62% pentru variantele C și D.

Temperatura de activare pentru HC poate fi considerată 400°C, cu fereastra activă cuprinsă între 400 și 550°C; ierarhia eficienței depunerilor este mai greu de stabilit, depunerea C fiind relativ eficientă pe un interval mai larg de temperaturi, de la 200°C, iar depunerile A și D, deși au eficiențe mai mari, devin active la temperaturi mai înalte.

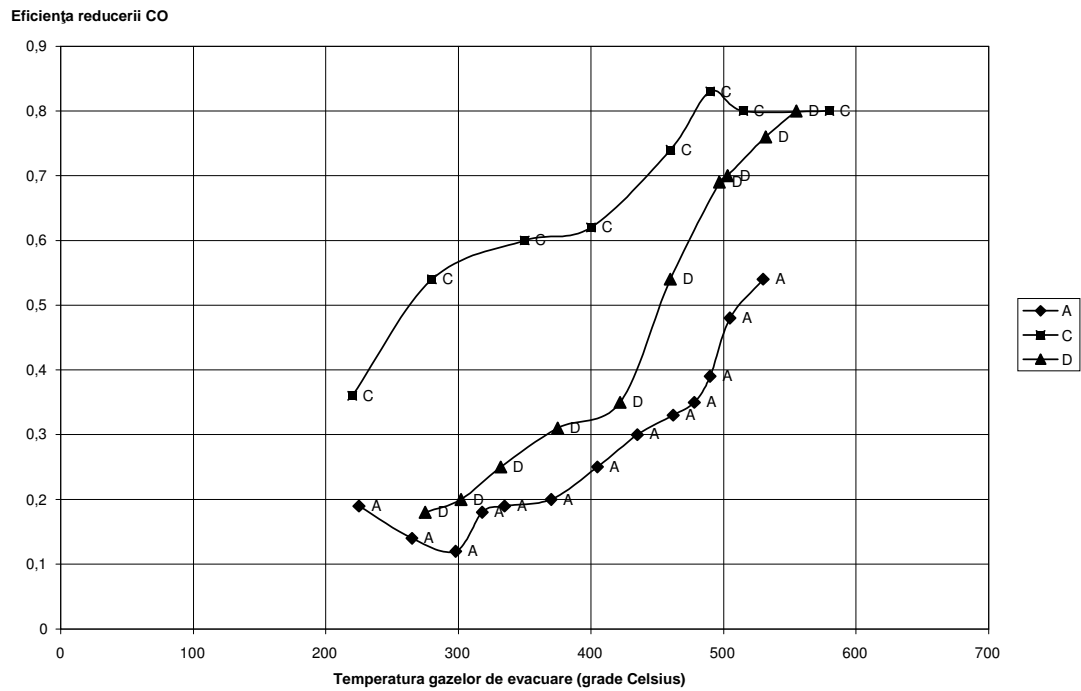


Figura 1.5. Reducerea CO funcție de temperatura gazelor de evacuare

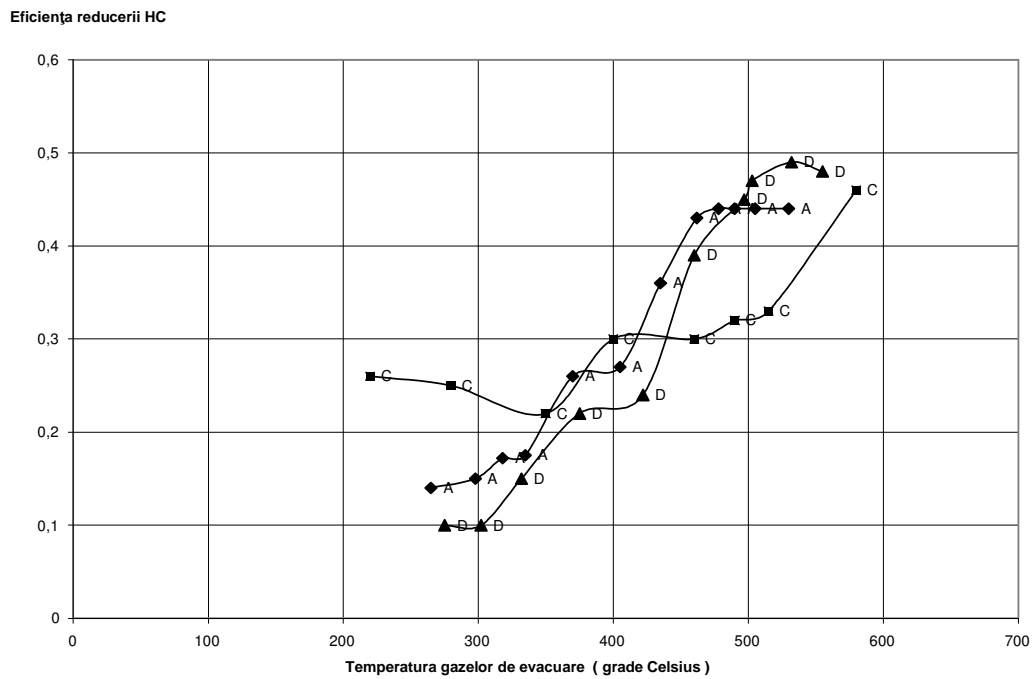


Figura 1.6. Reducerea HC funcție de temperatura gazelor de evacuare

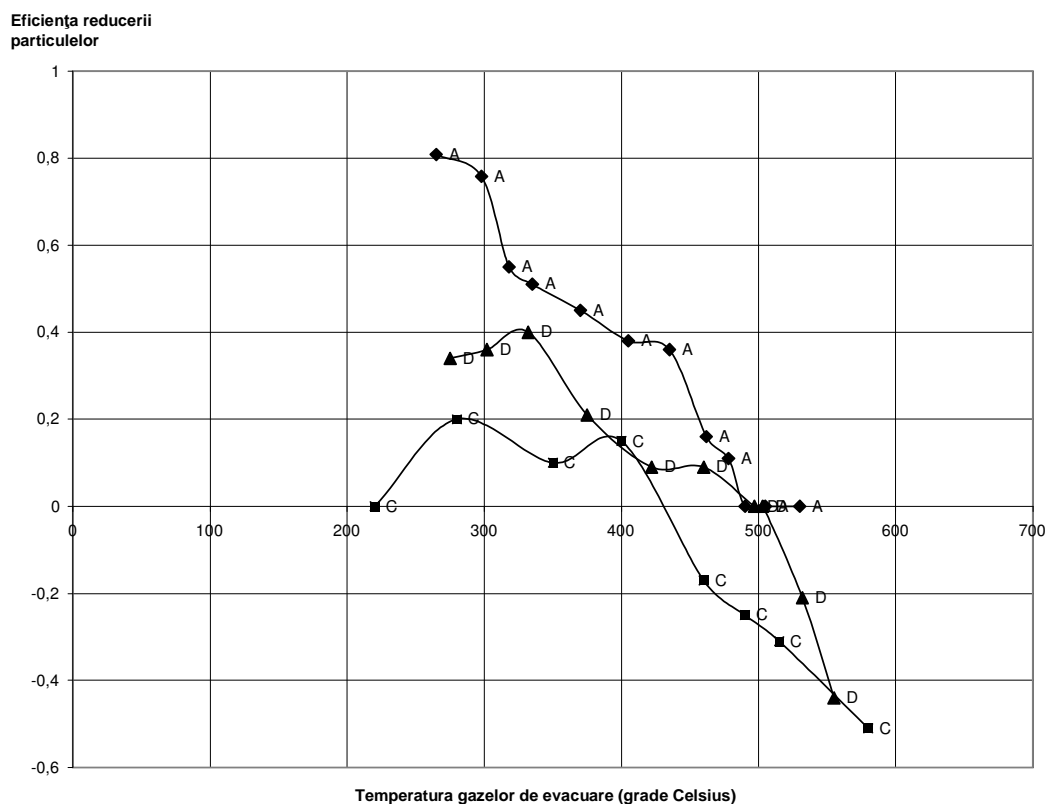


Figura 1.7. Reducerea particulelor funcție de temperatura gazelor de evacuare

Interpretând figura 1.7 se poate concluziona că eficiența reducerii particulelor scade cu creșterea temperaturii, atingând valori maxime de 80%, iar temperatura de activare poate fi considerată 250°C, cu fereastra activă cuprinsă între 250° și 400°C; ierarhia eficienței depunerilor este evidentă: A, D, C, observându-se pentru temperaturi mai înalte creșteri ale emisiei de particule pentru depunerile C și D. Măsurările de fum (echivalent masic cu particulele) înainte și după filtrul catalitic au demonstrat că filtrul are efecte reducătoare în domeniul temperaturilor scăzute, la care se înregistrează cifre de fum mici; pentru aceste regimuri de funcționare, eficiența reducerii este considerabilă, iar explicația este oferită de studiul compoziției particulelor. Particulele sunt constituite dintr-o fracțiune organică, solubilă, alcătuită din hidrocarburi nese sau parțial oxidate din combustibil sau ulei (SOF) și dintr-o fracțiune insolubilă, alcătuită cu predilecție din carbon amorf (C). Proporția acestor două componente variază cu regimul de funcționare al motorului și, în final, cu temperatura gazelor arse; de aceea, la temperaturi mici particulele sunt alcătuite în cea mai mare parte din SOF care sunt oxidate în catalizatorul de oxidare, pe când la temperaturi mari particulele sunt constituite mai ales din carbon amorf, care nu poate fi oxidat la temperaturi sub 600°C. Valorile acestor reduceri se situează în domeniul 50–80%, în intervalul de temperatură 150–400°C. Peste 500°C reducerea de particule se anulează, având loc creșteri ale particulelor de 10–30%, datorită reacțiilor de formare a sulfaților la temperaturi înalte.

În concluzie, filtrul catalitic reduce eficient „fumul rece“, alcătuit în mare parte din hidrocarburi solide și lichide, care se oxidează în intervalul de temperatură 150–400°C, interval care poate fi considerat ca fereastră de lucru pentru acest poluant.

Pentru probele efectuate s-a determinat și eficiența reducerii NO_x care indică o comportare contradictorie a acestui filtru; pentru temperaturi mici ale gazelor arse s-a constatat o generare de NO_x de 20%, iar pentru temperaturi mari (peste 300 ... 350 °C) o reducere a acestora de 20%. Generarea NO_x a fost confirmată și de referința [12], dar reacțiile chimice care apar nu au fost încă mulțumitor explicate. Este totuși îmbucurător faptul că în fereastra de temperatură determinată pentru CO și HC eficiența reducerii NO_x este, deși mică, pozitivă, fapt care permite considerarea intervalului 400–500°C ca fiind cel mai potrivit pentru reducerea poluanților (HC, CO, NO_x).

Comportarea contradictorie a filtrului în raport cu cei patru poluanți considerați a condus la stabilirea unui compromis în ceea ce privește alegerea ferestrei de lucru. Deoarece în domeniul de temperatură 400–500°C trei din cei patru poluanți au înregistrat reduceri notabile, se consideră că acest interval este cel mai potrivit pentru scăderea globală a emisiilor poluante; în acest interval emisia de particule a depunerii A nu crește, ea având valori mici pozitive; creșterea vertiginoasă a particulelor apare după 500°C.

Din punct de vedere a rezistenței gazo-dinamice, filtrul catalitic a avut valori mici ale scăderii de presiune, fără a influența semnificativ performanțele motorului; de asemenea nu au fost constatate creșteri ale nivelului de zgomot comparativ cu varianta motorului fără filtru catalitic montat.

Concluzii

1. Folosirea catalizatorilor de oxidare zeolitici propuși reprezintă un procedeu de tratare chimică eficace pentru scăderea emisiilor poluante ale motoarelor, în principal a CO, HC și a fracțiunii organice solubile a particulelor (SOF). Eficiența reducerii poluanților este practic egală cu cea a catalizatorilor cu metale platinice, cu avantajul că în locul catalizatorului platinic se utilizează un catalizator promotat cu metale platinice, la care cantitatea metalelor platinice este mult diminuată, iar costul semnificativ mai redus.

2. Gazodinamic, scăderile de presiune pe filtru s-au dovedit acceptabile; dimensionarea secțiunilor de curgere este corectă, confirmându-se astfel determinarea justă a suprafeței totale de depunere.

3. În ceea ce privește compoziția depunerilor, catalizatorul de tip C (Cu-ZSM-5+Pt+Pd+Rh) este cel mai eficient pentru reducerea monoxidului de carbon, cu valori maxime de 83% la temperaturi peste 450°C. Catalizatorul de tip A, Cu-ZSM-5/Cu-ZSM-5+Pt+Pd, a dovedit cea mai eficientă reducere a particulelor, de max. 80%, mai precis a fracțiunii organice solubile SOF, fără apariția sulfaților, în domeniul 250–400°C. Comportamentul catalizatorilor față de HC este mai dificil de ierarhizat, de exemplu catalizatorul C are valori ale eficiențelor mai mici, dar are un interval mai larg de activitate și invers pentru depunerile A și D. Eficiențele de reducere a HC sunt de 49% pentru turația 2700 rot/min, dar au fost atinse valori de 63% la turații mai mici. Efectul depunerilor asupra NO_x a fost instabil, ceea ce implică folosirea unei alte metode pentru scăderea sa.

Funcție de emisiile primare ale motorului, trebuie aleasă una din variantele de depunere, de exemplu dacă motorul are emisii mari de CO se va alege depunerea C, iar dacă motorul are emisii mari de particule se va alege depunerea A.

Principalele activități, unele mai puțin vizibile, pe care le-am realizat în cursul acestei cercetări au fost documentarea, calculul debitului de gaze arse și a rezistențelor gazodinamice pe traseul de evacuare, proiectarea dispozitivului antipoluant și a instalației de investigare, urmărirea execuției, testarea preliminară a motorului pentru a avea referința performanțelor, poziționarea dispozitivului catalitic pe traseul de evacuare al standului (fixarea cât mai aproape de colectorul de evacuare pentru a profita de temperatura ridicată care conduce la eficiențe ridicate ale oxidărilor), calibrarea aparatelor de măsură, în special a analizoarelor de gaze arse care au necesitat etalonarea cu amestecuri de gaze de concentrații precise.

O mențiune aparte merită analiza curgerii gazelor arse care trebuie să fie optimizată din punct de vedere al vitezelor. Prin funcționarea motorului la diferite sarcini și turații, debitul gazelor arse este variabil, influențând timpul de contact al gazelor arse cu suprafața catalitică.

Din punct de vedere chimic este de dorit un timp de contact cât mai îndelungat, din punct de vedere al funcționării performante a motorului, este benefică evacuarea cât mai rapidă, care înseamnă reducerea timpului de contact.

Proiectarea dispozitivului catalitic a fost făcută respectând și cerințele reducerii de zgomot, rezultând o tobă catalitică, al cărei desen de ansamblu EM0214.06.001 e prezentat în capitolul 2.

1.1.2.SISTEMUL DE REDUCERE CATALITICĂ SELECTIVĂ A NO_x

Din punct de vedere al posibilității de scădere prin metode pasive a emisiilor poluante motorul diesel este mai dezavantajat decât motorul cu aprindere prin scânteie. Acesta din urmă funcționează cu amestecuri de aer-combustibil aproape stoechiometrice, fără exces de aer, în așa numita fereastră lambda, fapt care permite instalarea catalizatorului trivalent, catalizator care poate micșora simultan, într-un singur dispozitiv, prin reacții de oxidare poluanții CO și HC și prin reacții de reducere chimică pe NO_x.

Dacă am monta un catalizator trivalent pe evacuarea unui motor diesel, acesta principial ar scădea doar CO și HC, fiindcă NO_x nu pot fi micșorați într-un mediu oxidant cum este gazul de evacuare diesel; constructiv, catalizatorul s-ar înfunda destul de repede fiindcă gazele de evacuare diesel conțin particule (funingine), iar structura catalizatorului trivalent are celule ceramice extrem de fine.

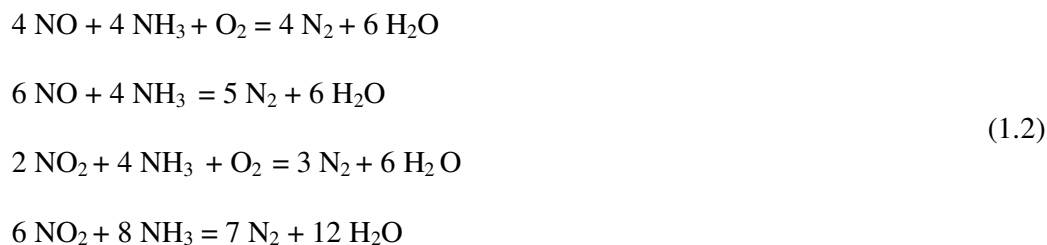
Soluția cea mai eficientă pentru micșorarea NO_x este crearea unui mediu reducător în evacuare prin folosirea unui agent care reacționează preferențial cu NO_x (selectiv).

Reducerea catalitică selectivă (SCR) folosește injectarea unui agent reducător în gazele arse evacuate (amoniac sau uree, mai rar alcoolii) și apoi trecerea acestora printr-un catalizator de reducere.

Agentul reducător poate fi fie amoniac gazos sau în soluție apoasă, fie uree în soluție apoasă. Când se folosește ureea se produce piroliza –hidroliza acesteia, până se obține amoniacul (NH_3), după pulverizarea ureei în sistemul de evacuare.

La folosirea SCR pot apărea produși secundari $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ și NH_4HSO_4 , care acoperind suprafața catalizatorului îl pot inactiva.

După pulverizarea amoniacului în gazele arse au loc reacțiile care reduc oxizii de azot la azot [13]:



La temperaturi înalte au loc reacții secundare nedorite, ca și la utilizarea de prea mult NH_3 :



SCR poate să lucreze neselectiv dacă este atacat de sulf și trebuie luată în calcul relația:



La temperaturi înalte se produc sulfați, care inactivează catalizatorul și schimbă și caracteristicile termice ale procesului chimic:



Problema realizării unei activități chimice ridicate în cazul reacțiilor chimice dorite și a unei activități reduse, în cazul reacțiilor nedorite, este cunoscută în general sub numele de problema selectivității.

Regula empirică enunțată de Paul Sabatier, deținătorul Premiului Nobel pentru Chimie în 1912, care a afirmat că îmbunătățirea selectivității este întotdeauna însoțită de scăderea activității (în sens chimic), se aplică și în domeniul reacțiilor de reducere a NO_x , din cauza compromisului care trebuie făcut între conversia oxizilor de azot înapoi la azot și formarea sulfaților și a altor produși de inactivare a catalizatorului.

Eficiența reducerii NO_x depinde de tipul catalizatorului, de temperatura gazelor arse (înaintea intrării în catalizator) și de scăpările de amoniac acceptate.

Principali catalizatori folosesc fie oxizi de vanadiu, titan și wolfram ($\text{V}_2\text{O}_5/\text{TiO}_2/\text{WO}_3$), fie zeoliți promotați cu ioni de cupru și fier, iar agentul reducător consacrat a devenit o soluție apoasă de uree, de concentrație de circa 30-40%, care a fost recent standardizată la valoarea de 32.5% în norma ISO 22241 [14].

Dezvoltarea sistemelor SCR a fost mai dificilă decât dezvoltarea catalizatorilor de oxidare fiindcă injectarea greșită a cantității de soluție de uree ar avea efecte poluante crescute; injectarea unei cantități prea mari de soluție de uree ar elimina în evacuare amoniac, care este mai toxic decât NO_x pe care trebuie să îi elimine, iar o cantitate de soluție de uree prea mică nu ar reduce total NO_x .

Acest sistem este relativ ușor de utilizat pentru surse de ardere staționare, la care regimul constant de funcționare menține o concentrație constantă a NO_x în gazele de evacuare; pentru sisteme de ardere în regim variabil, așa cum sunt motoarele diesel care funcționează pe autovehicule, injectarea soluției de uree trebuie făcută în cantitate variabilă, funcție de topograma emisiei de NO_x a motorului, topogramă eminent variabilă cu sarcina și turația.

Injecția de uree necesită un sistem propriu de stocare, conducte de alimentare, o pompă de dozare și injectare a ureei, aceasta din urmă necesitând un control electronic bazat pe informațiile stocate în unitatea de control electronic a motorului referitoare la emisia de NO_x funcție de cel puțin două variabile independente, sarcina și turația motorului.

Schema principală a unei instalații de cercetare a SCR dezvoltată în timpul cercetărilor este descrisă în figura 1.8., instalația fiind completată cu analizoarele poluanților.

În figura 1.9 e prezentat un exemplu de variabilitate - în cazul topogramei emisiei de NO_x trasate pentru motorul 550L6DT cu camera omega [11] –din care reiese complexitatea injectției unei cantități corecte de soluție de uree.

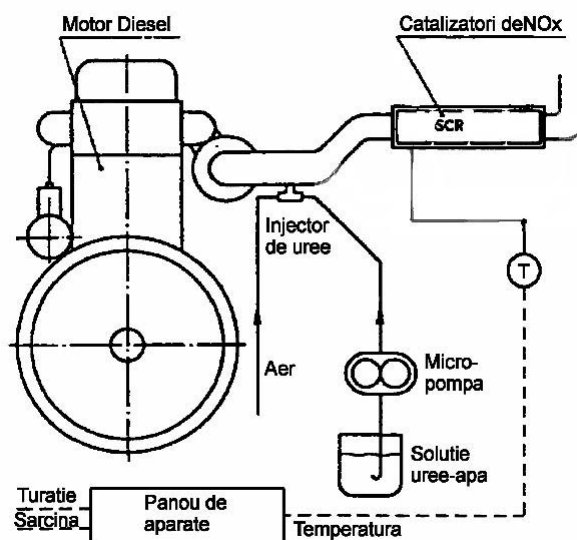


Fig.1.8 Schema consacrată a sistemului SCR

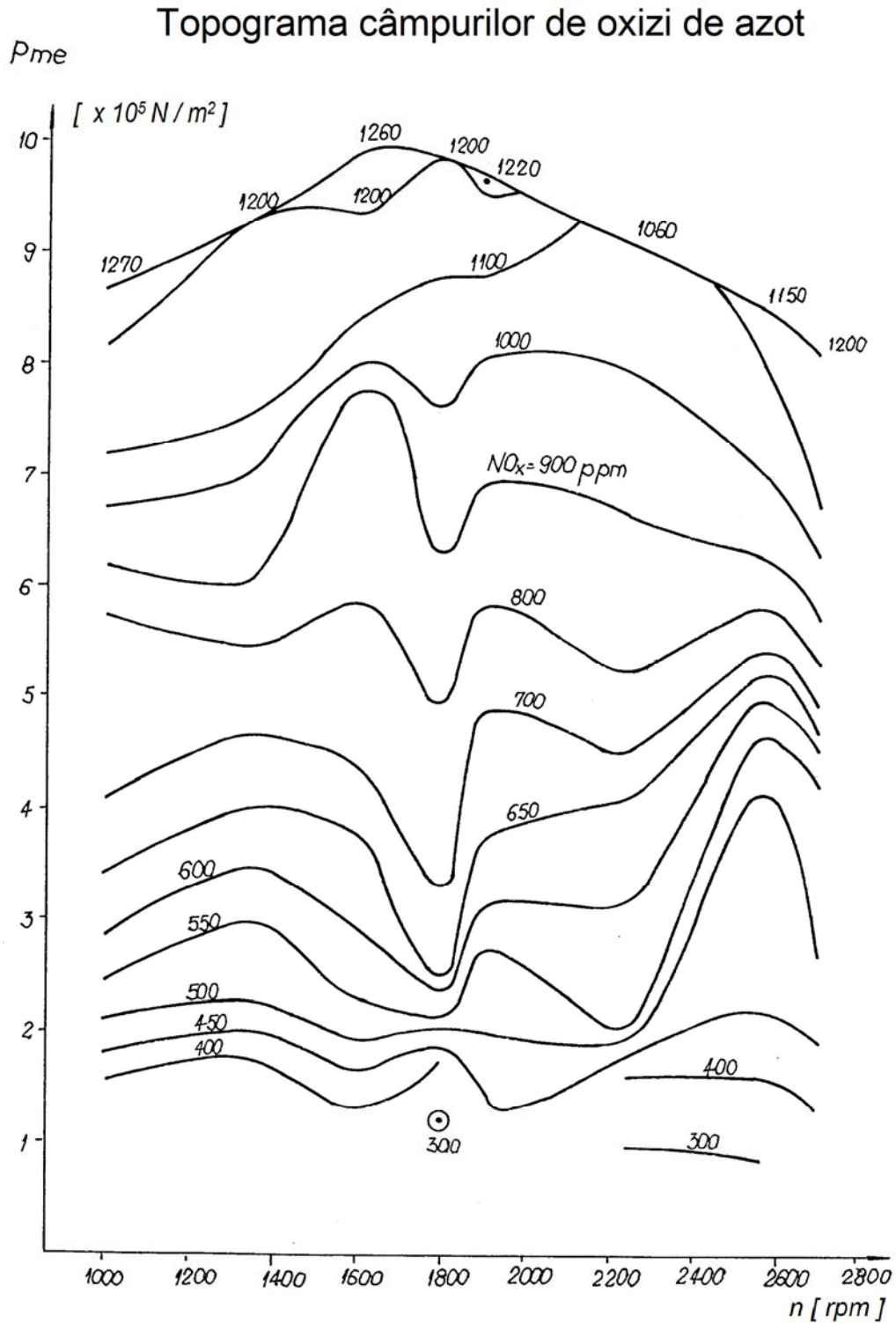


Fig.1.9.Variația emisiei de NO_x cu turația și cu sarcina, exprimată prin presiunea medie efectivă

Cercetarea SCR a cunoscut mai multe etape, fiind testate două tipuri de motoare, în mai multe tipuri de cicluri de încercare, rezultatele prezente reușind să completeze capitolul 6 din teza mea de doctorat, care cuprindea doar aspecte teoretice.

Lucrarea a fost finanțată de Ministerul Educației și Cercetării și de SC Roman, rezultatele fiind publicate în articolul Experimental study of urea SCR catalyst for diesel engine NO_x abatement, din revista cotate ISI Revista de chimie nr.9 din 2014, rezumat în cele ce urmează:

Reacțiile ce au loc după injectarea soluției de uree în gazele arse sunt următoarele:



Reacțiile de reducere chimică a NO_x sunt produse de catalizatori pe bază de metale rare (Pt), de oxizi metalici (vanadiu, wolfram, titan) sau de zeoliți promotați cu ioni metalici (Cu, Fe, Co). dintre zeoliți cel mai promițător este cel promotat cu ioni de cupru, cunoscut sub abrevierea Cu-ZSM-5, care s-a dovedit cel mai eficient în scăderea oxizilor de azot într-un domeniu larg al temperaturilor gazelor de evacuare, 180-500°C. [15].

Partea experimentală

Partea experimentală a cuprins studiul instalației SCR pe bază de injecție de uree în condițiile reale ale funcționării motoarelor, fiind alcătuită din pregătirea catalizatorului, proiectarea și execuția sistemului SCR și de testarea acestuia pe motor.

Catalizatorul a fost preparat la institutul INCERP Ploiești din zeolit Cu-ZSM-5, depus pe un suport din oțel inoxidabil, a cărui structură feritică (Fe-Cr-Al) este foarte rezistentă la coroziunea ce apare la temperaturi înalte, iar cromul (20 %) și aluminiul (5%) cresc rezistența straturilor catalitice active. Suportul metalic a fost preferat celui ceramic, fiindcă cel metalic are o conductivitate mai mare, un timp de încălzire mai scurt, pereții sunt mai subțiri, rezistențele gazodinamice la curgere sunt mai mici, rezistențele la șocuri mecanice și termice fiind mai bune.

Catalizatorul a fost depus pe doi monoliți cilindrici cu diametrul D = 160 mm și înălțimea H = 120 mm, cu celule triunghiulare cu latura de 2 mm, cu 28 de celule/cm² și grosimea peretelui de 0.05 mm, suprafața totală a depunerii fiind de 67.5 m². Acești cilindri au fost acoperiți cu o fază activă de zeolit (69%) și oxid de siliciu (31%). Zeolitul ZSM-5 a fost livrat de Rafinăria Vega din Ploiești, având următoarele caracteristici: raportul SiO₂/ Al₂O₃ de 48.97% și conținutul de ZSM-5 cristalin de 84.28%. Ionii de cupru au fost introduși în zeolit cu ajutorul schimbului ionic produs într-o soluție de acetat de cupru Cu(CH₃COO)₂ de concentrație molară 0.06 M, conform metodei descrise de Iwamoto [16]. Conținutul de cupru introdus a fost apoi măsurat prin analiză chimică, fiind de 3.63 % (m/m). Faza activă a fost depusă prin imersie în suspensie, uscare (110 °C, 12 ore) și calcinare (500°C, 5 ore), operație care s-a repetat până la obținerea masei dorite de catalizator (145 g/L fază activă sau 4.61 g cupru /L).

Stratul activ a fost analizat funcție de suprafața specifică, volumul porilor, distribuția raze porilor, parametrii decisivi ai eficienței catalizatorului. Mărimea suprafeței specifice a fost măsurată prin tehnica BET (Brunauer-Emmett-Teller) prin metoda volumetriei statice, rezultatele găsite pentru suprafață specifică fiind similare celor din literatură, adică 270-400 m²/g.

Configurația SCR

Sistemul SCR a fost proiectat pentru motorul diesel cu cilindră totală de 3,92 L, având debitul maxim al gazelor arse de 420 m³/h [17].

Volumul catalizatorului construit a fost de 4,8L, adică de 1,2 ori cilindră.

Masa soluției de uree s-a determinat prin calcule molare, pentru concentrația de 40%, în apă deionizată.

Raportul considerat NO₂/NO_x a fost de 0,1, apropiat de indicația literaturii de 11% [18]; raportul NH₃/NO_x s-a menținut la unitate, considerând selectivitatea reacțiilor chimice de 100%.

Prin proporționalitate cu debitul de gaze arse și cunoscând emisia de NO_x din fiecare regim de funcționare a motorului, s-a calculat masa de soluție care trebuie injectată.

Sistemul SCR a cuprins pe lângă catalizator, un rezervor de soluție de uree și un sistem de dozare cu un amestecător aer-uree și pulverizator, la care debitul injectat a putut fi reglat cu un șurub micrometric în intervalul 10-4200 cm³/h.

Testarea emisiilor motorului

Motorul testat tip 392-L4-DTI produs de SC ROMAN are caracteristicile din tabelul 1.3, fiind montat pe un stand dinamometric în laboratorul de încercări ale motoarelor de la Institutul INAR, Brașov și instrumentat conform fig.1.10.

Motorul a fost alimentat cu motorină cu 50 ppm sulf, conformă cu actualul standard EN 590.

Caracteristica	Mărimea
Tipul motorului	4 timpi, 4 cilindri în linie
Alezaj x Cursă	102 x 120 [mm]
Cilindră	3,92 L
Putere netă	93 kW
Turația nominală	2800 rpm
Cuplul maxim	421 Nm
Turația cuplului maxim	1600–1800 rpm
Consumul specific min. de combustibil	206 g / kWh
Configurația admisiei	Supraalimentat și cu răcire intermediară

Tabelul 1.3 Parametrii motorului

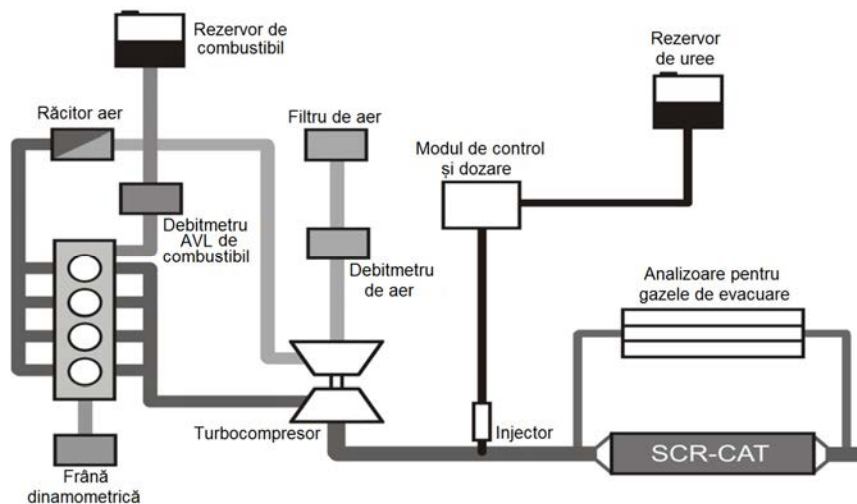


Fig.1.10 Configurația instalației de testare

Emisiile au fost măsurate cu un analizor Beckman/Rosemount de tip HCLA (Heated ChemiLuminiscent Analyser) pentru NO_x (model 951A) și un analizor NDIR pentru scăpările de NH_3 (model 854). S-au măsurat pe stand turația, sarcina, cuplu motor, debitul de aer, de combustibil de gaze arse, temperaturile și presiunile în instalația de evacuare, emisiile de NO_x în amonte și aval de sistemul SCR. S-au făcut măsurări ale conversiei NO_x în două tipuri de încercări: a. la turație constantă și sarcină crescătoare (la turația de 2800 rpm, cu sarcina reglată la 10%, 25%, 50%, 75% și 100% din sarcina totală) și b. la turații și sarcini variabile conform cu ciclul european (ESC) descris în [19] și ilustrat în figura 1.11.

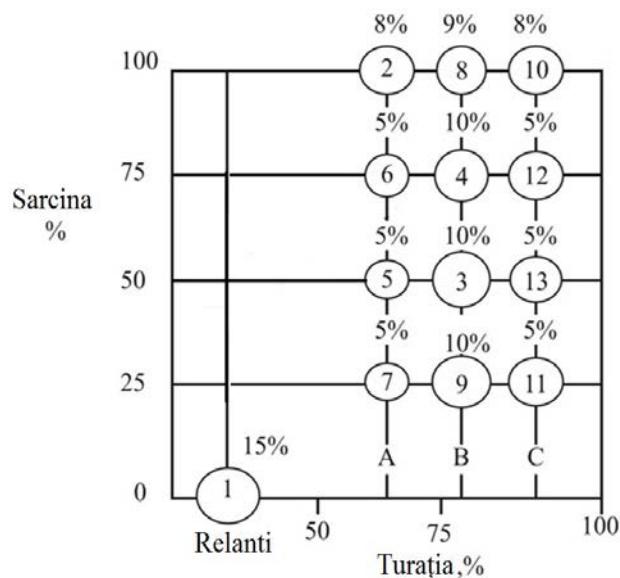


Fig.1.11. Regimurile și ponderile din ciclul ESC

Discuție asupra rezultatelor

a. Testul la turație constantă

Testele s-au bazat pe trei prelevări de gaze la fiecare punct de măsură, eroarea relativă a conversiei NO_x fiind sub 2 %.

Conversia mediată pentru cele trei seturi de măsurători la turația de 2800 rpm, este indicată în fig.1.12, funcție de temperatura evacuării.

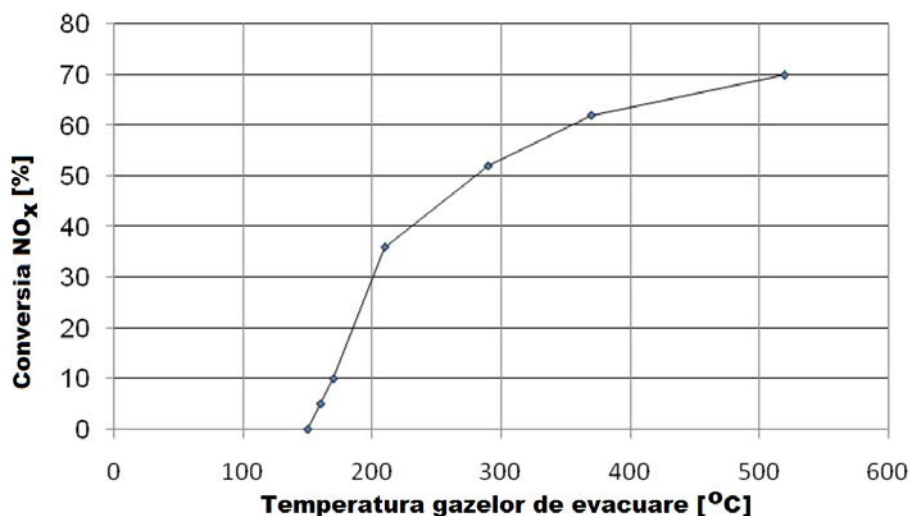


Fig.1.12. Eficiența reducerii NO_x funcție de temperatura gazelor arse

Eficiența reducerii NO_x confirmă comportarea cunoscută a catalizatorilor Cu-zeolit, în intervalul 20-70% în fereastra de temperatură 180-530°C.

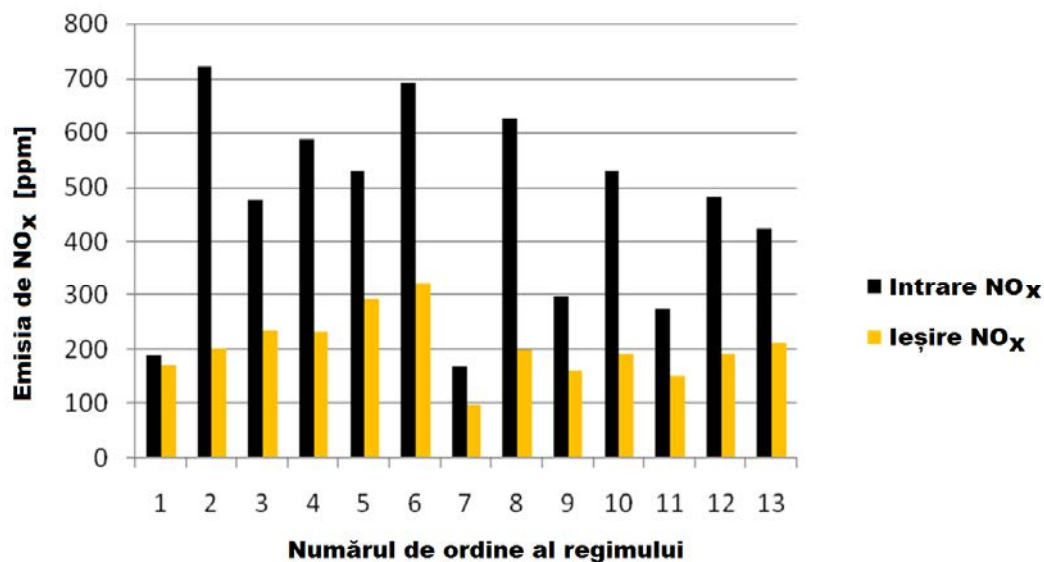
Temperatura de tip light-off (temperatura la care este atinsă eficiența de 50%) a fost aproximată prin interpolare la 270°C.

b. Testul ESC

Valorile medii ale eficiențelor sunt ilustrate în figura 1.13, eroarea relativă a conversiei NO_x fiind de 2 %, iar cea a puterii motorului de 2,5%.

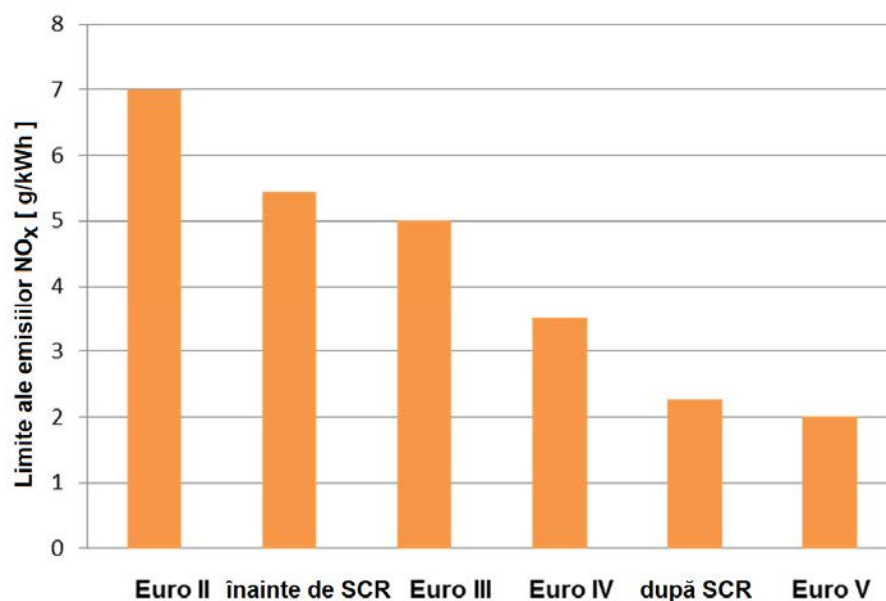
Consumul de combustibil cu sistemul SCR a crescut cu 3,4% față de cel fără SCR, indicând pierderi gazo-dinamice, firești, ca urmare a adăugării unui obstacol pe traseul de evacuare a gazelor.

Scăpările maxime de NH_3 au fost de 15 ppm, în modul de operare nr. 7.

Fig.1.13 Scăderea NO_x în ciclul ESC

Calcululele finale s-au făcut conform procedurii descrise în [19], rezultând valorile finale ponderate la unitatea de energie pentru motorul fără SCR: NO_x =5,45 g/kWh și pentru motorul cu SCR de 2,27 g/kWh, ceea ce înseamnă o reducere de 58,3%.

Cercetări similare cu același tip de catalizator, tot în testul ESC au raportat reduceri de 53% [20], 62,9% [21] și 67% [22]. Din punct de vedere al emisiilor de NO_x prin aplicarea SCR, acest motor, inițial cotate ca pre-Euro III, a devenit Euro IV, foarte aproape de standardul Euro V, cum se poate vedea în fig.1.14.

Fig.1.14 Măsurarea NO_x și limitele din legislația europeană

Interpretarea rezultatelor

Literatura SCR bazată pe Cu-ZSM-5 cu injecție de uree declară eficiențe de scădere a NO_x de 90-95% în reactoare în care se poate controla compoziția gazelor [15,20] evaluând influența următorilor factori: temperatura gazelor arse, viteza spațială, concentrația de O₂, apă și sulf.

Pe de altă parte, multe cercetări efectuate direct pe motoare diesel raportează scăderi mult mai mici (50%-70%) în condiții reale și în teste standardizate. Fiindcă rezultatele prezentului studiu fac parte din cea de-a doua categorie, am încercat să separ influențele unor factori asupra reducerii NO_x.

Temperatura gazelor arse are cea mai semnificativă influență asupra NO_x. În funcționarea reală a unui motor diesel, mai ales în parcurs urban, se pot întâlni perioade de funcționare “reci”, sub temperatura de light-off, care conduc la conversii mici ale NO_x. Câteva remedii ale acestei situații sunt poziționarea SCR cât mai aproape de colectorul de evacuare, încălzirea controlată a gazului de evacuare sau izolarea termică a conductelor de evacuare.

Pentru rezolvarea situației am introdus un indicator care economisește timp și costuri de testare denumit *temperatura ponderată a gazelor de evacuare* abreviat din limba engleză (WET):

$$WET = \sum_{i=1}^{n=13} w_i \cdot t_i \quad (1.7)$$

w_i - ponderea regimului de funcționare i în ciclul de măsurare al emisiilor ,

t_i - temperatura gazelor arse la funcționarea în regimul de funcționare i din ciclul de măsurare al emisiilor .

Acest indicator poate prezice scăderea NO_x comparând valoarea WET cu temperatura de light – off și cu curbele de conversie ale catalizatorului. În ceea ce privește motorul testat, indicatorul WET a fost calculat pentru mai multe cicluri: ciclul ESC, ciclul corespunzător Regulamentului 49 al Comisiei Europene [22] și două cicluri de testare originale propuse de autoare, în regim urban și de autostradă, pe baza regimometrărilor ridicate în România [11], valorile fiind prezentate în tabelul 1.4

Ciclul	WET [°C]	Predicția conversiei NO _x [%]
ESC	350	58
Reg. 49	356	61
Ciclul urban	225	40
Ciclul de autostradă	455	65

Tabelul 1.4.WET pentru diferite cicluri de testare

Sensul datelor din tabelul 1.4 este acela că eficiența conversiei NO_x depinde de regimul de funcționare al vehiculului; cu cât este mai mare WET, cu atât este mai bună conversia NO_x. Funcționarea motoarelor diesel în regim urban este caracterizată de emisii NO_x și valori WET mici; în consecință sistemul SCR este mai eficient în funcționarea în regim de autostradă și în ciclurile staționare cum sunt ESC și Reg.49.

Viteza spațială indică timpul petrecut de gazele de evacuare în catalizator, fiind raportul dintre debitul volumic de gaz ars în condițiile stării normale și volumul catalizatorului.

Scăderea vitezei spațiale duce la creșterea conversiei NO_x . Valorile tipice pentru SCR sunt de circa $10\,000$ - $150\,000\text{ h}^{-1}$, iar cele din experimentul curent a fost în domeniul $26\,000$ - $125\,000\text{ h}^{-1}$.

Influența vitezei spațiale asupra conversiei la temperatură constantă de 500°C a gazelor de evacuare este reprezentată în fig.1.15.

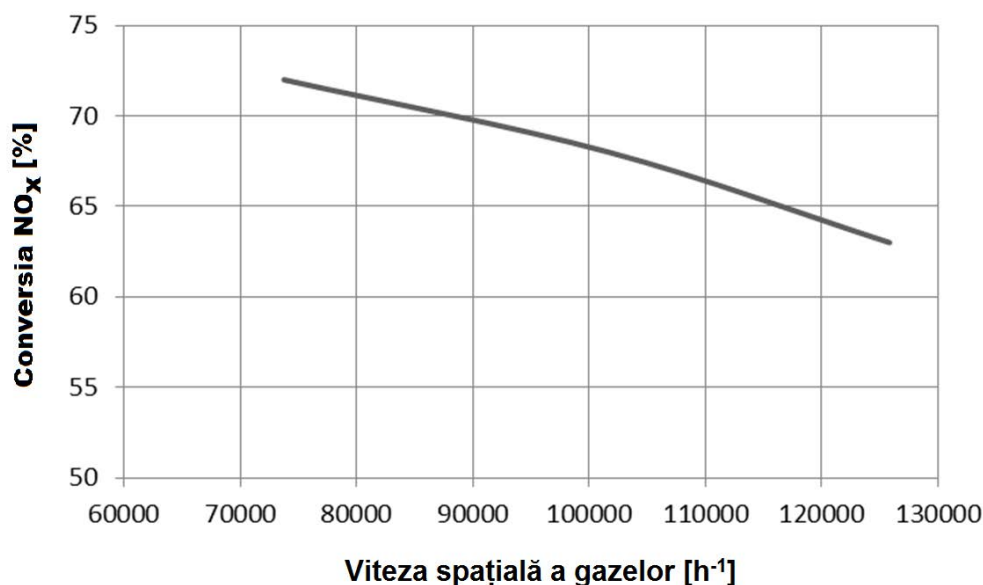


Fig.1.15.Variația conversiei NO_x cu viteza spațială

Concluzii

1. Sistemul experimental SCR bazat pe Cu-ZSM-5 și injecție de uree a confirmat calitatea catalizatorului preparat ca și eficiența de scădere a NO_x .
2. Conversia NO_x la azot s-a dovedit foarte dependentă de temperatura gazelor arse din timpul ciclului de testare, iar temperatura ponderată a gazelor arse (WET) este un indicator de încredere al comportării sistemului SCR.
3. La aceeași temperatură a gazelor de evacuare reducerea vitezei spațiale crește conversia NO_x cu 10%, datorită duratei de timp mai mari de staționare a gazului în catalizator.
4. Rezultatul practic al cercetării este acela că prin montarea pe motorul 392-L4-DTI a sistemului SCR descris, scăderea NO_x permite încadrarea emisiilor motorului în cerințele normei Euro IV.

În fotografiile făcute în timpul testărilor (fig.1.16) se pot observa componentele instalației de testare (vasul cu soluție de uree, micropompa de dozare, catalizatorul, motorul și standul dinamometric).

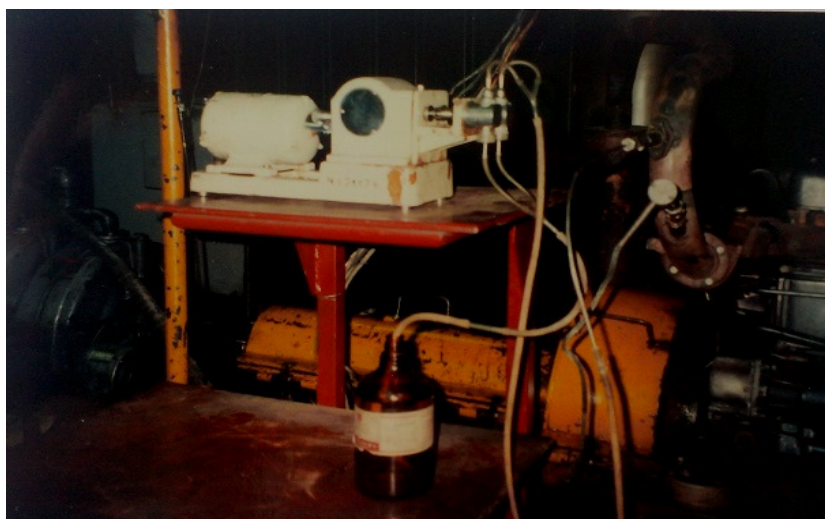
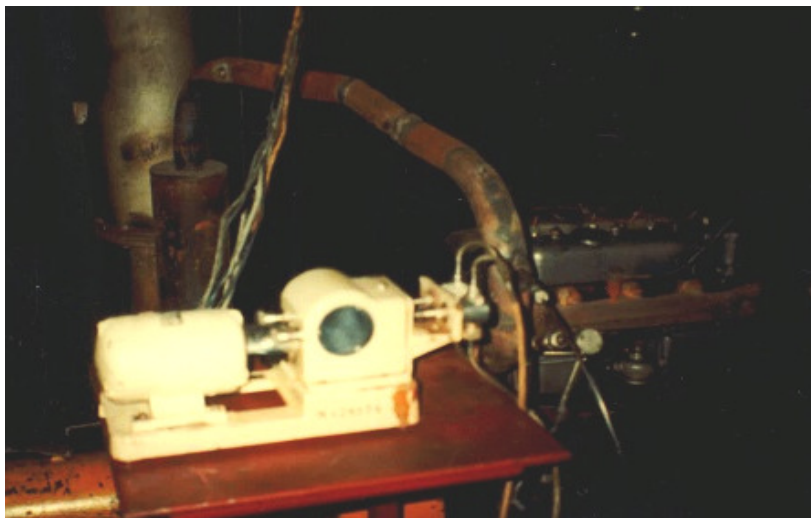


Fig.1.16. Imagini din timpul testelor de la institutul INAR

Ca și în cazul catalizatorilor de oxidare, pentru studiul SCR am desfășurat mai multe activități de fundal care au inclus familiarizarea cu domeniul catalizei, calculul chimic al necesarului de soluție de uree, calculul debitului de gaze arse și a rezistențelor gazodinamice pe traseul de evacuare, proiectarea sistemului SCR și a instalației de investigare, urmărirea execuției, testarea preliminară a motorului pentru a avea referința performanțelor, poziționarea dispozitivului catalitic pe traseul de evacuare al standului (fixarea cât mai aproape de colectorul de evacuare pentru a profita de temperatura ridicată care conduce la eficiențe ridicate ale reducerilor de NO_x), calibrarea micro-pompei de dozare a soluției de uree și a analizoarelor de NO_x care au necesitat etalonarea cu amestecuri de gaze de concentrații precise. Colaborarea cu INCERP și în acest proiect a fost esențială fiindcă sinteza catalizatorului a fost realizată și investigată totalmente în laboratoarele lor.

1.1.3.FILTRELE DE PARTICULE

Capitolul 8 al tezei mele de doctorat [23] a tratat problema particulelor prezente în gazele de evacuare ale motoarelor diesel (origine, compoziție, structură,-fig.1.17, dimensiuni) și a dispozitivelor care le elimină, filtrele de particule.

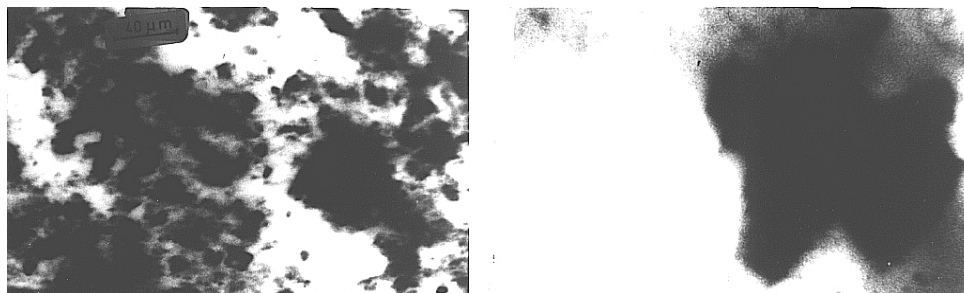


Fig.1.17, Aspectul particulelor emise de motorul D2156MTN8
a-mărire de 250 de ori; *b* – mărire de 1000 de ori.

(fotografiile realizate la microscopul electronic al Universității „Transilvania“, Brașov).

Spre deosebire de catalizatorii de oxidare și sistemul SCR în care neutralizarea poluanților din gazele arse depinde de mărimea suprafeței catalitice, filtrele de particule lucrează după un alt principiu, similar cu al aspiratorului de praf, cel al captării particulelor într-o structură poroasă și curățarea acestora atunci când rezistența gazodinamică depășește un anumit prag.

Introducerea limitelor stricte asupra emisiei de particule a dinamizat în anii '90 cercetarea acestora, fiind dezvoltate mai multe tipuri constructive, cu diferite mecanisme de captură (prin impact inerțial, prin interceptie și prin difuzie) și diferite moduri de regenerare.

Regenerarea desemnează procedeul prin care, după o perioadă în care filtrul de particule a acumulat particule în volumul său, le oxidează, curățându-se. Oxidarea particulelor, care sunt alcătuite în principal din carbon amorf și hidrocarburi, are loc în corpul filtrului de particule rezultând dioxid de carbon și apă.

Regenerările care s-au dovedit fiabile sunt, în principal, cele termice și cele catalitice; regenerarea termică necesită încălzirea locală a gazelor arse în filtru până la temperaturi de 550-650°C, fapt ce implică complicații constructive și funcționale cum sunt introducerea unei rezistor electric, a unui arzător sau a unui încălzitor cu microunde; regenerarea catalitică folosește catalizatori, depuși fie în structura filtrului de particule, fie în combustibil, care produc oxidarea particulelor din filtru la temperaturi mai mici ale gazelor arse, de circa 300-350°C, temperaturi mult mai frecvent atinse în filtru.

Printre tipurile dezvoltate sunt filtrele ceramice monolit, filtrele cu fibre ceramice și filtrele metalice poroase.

Am efectuat investigații experimentale asupra primelor două tipuri de filtre care urmau să fie montate pe autovehiculele produse de SC ROMAN, într-un moment în care fenomenele de regenerare și control al filtrelor nu erau pe deplin stăpânite, tehnicile nefiind ajunse la maturitate.

1.1.3.1. Metoda de măsurare a particulelor

Măsurarea particulelor implică o procedură complicată: diluarea gazelor de evacuare sau a unei părți a acestora, măsurarea exactă a raportului de diluție, cântărirea filtrelor de teflon înainte și după eșantionare într-o atmosferă controlată, cunoașterea exactă a debitului de gaze diluate care trec prin filtru în perioada eșantionării. Se poate trage concluzia că măsurarea particulelor este o operație cu multe faze, scumpă și de durată și, de aceea, nu este surprinzător faptul că au fost făcute multe încercări de a corela măsurarea gravimetrică a particulelor cu măsurarea indicelui de fum, prin folosirea fummetrelor obișnuite (Bosch, Hartridge).

- Metoda Bosch realizează filtrarea gazelor și evaluarea colorației (gradului de înnegrire) hârtiei de filtru prin care a trecut gazele de evacuare.
- Metoda Hartridge folosește compararea intensității luminoase a unui fascicul luminos, care trece printr-un spațiu umplut cu gaze de evacuare, cu intensitatea luminoasă a aceluiași fascicul, care trece prin aer curat. Ca metodă de măsurare, metoda Hartridge este caracterizată de o mărime cu semnificație fizică clar definită – coeficientul de absorbție a luminii (m^{-1}), spre deosebire de metoda Bosch, la care scara de măsurare este relativă.

Dintre formulele de echivalență propuse de diferiți cercetători relevante sunt pentru aparatul Bosch [24]:

$$P = 565 \cdot \left[\ln \left(\frac{10}{10 - Bn} \right) \right]^{1,206} \quad (1.8)$$

în care P este concentrația de particule din gazele arse (g/m^3) și echivalența sa:

$$Bn = 10 \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- (0,0018 \cdot P)^{0,829} \right] \right\} \quad (1.9)$$

Pentru aparatul Hartridge, pe baza măsurătorilor efectuate de MIRA (Motor Industry Research Association - Societatea Britanică pentru Cercetări în Industria de Automobile) [25], s-au stabilit relații de corespondență tabelară între fumul Hartridge și emisia de funingine, iar specialiștii germani [26] au aplicat corecții acestei corespondențe, definind formula de echivalență:

$$PM = 0.349_{-0.089}^{+0.183} \cdot \ln \left(1 - \frac{H}{100} \right)^{-1} \quad [g/m^3] \quad (1.10)$$

în care: P este concentrația de particule din gazele arse;

H – indicele de fum Hartridge.

Această formulă (1.10) a rezultat din interpretarea statistică a 376 de perechi de măsurări (particule – fum Hartridge), valoarea centrală fiind și cea mai probabilă; formula cuprinde între limitele sale 95 % dintre măsurători (probabilitate de eroare 5 %). Întrucât măsurarea fumului prin metoda Hartridge este cea recunoscută de organisme europene (Regulamentul CEE-ONU nr. 24.03), se propune folosirea formulei (1.10), prin care se determină concentrația de particule a emisiei motorului pentru un regim dat. Pentru stabilirea acestei emisii, se urmărește procedura de calcul din Regulamentul CEE-ONU nr. 49.02 cu modificările impuse de concordanța ecuațiilor dimensionale precizate în [27]. Acest regulament prevede că se acceptă și alte metode, sisteme și tipuri de analizoare dacă se dovedește că ele dau rezultate echivalente; echivalența este recunoscută dacă rezultatele noului sistem se încadrează în limitele +/-5% față de rezultatele obținute cu sistemul considerat de referință.

Pentru validarea corelației propuse prin formula (1.10) s-au efectuat măsurători de fum Hartridge, în cele 13 trepte prevăzute de Regulamentul nr. 49.02, pe motorul Renault tip MIDR 06 3540N/3. Acest motor a fost certificat conform Regulamentului nr. 49.02 fiindu-i măsurate emisiile de particule pe o instalație cu tunel de diluție și este caracterizat de o emisie de particule de 0,226 g/kWh, determinată deci prin metoda gravimetrică; prin metoda propusă, emisia probabilă de particule este de 0,223 g/kWh, ceea ce înseamnă o eroare de 1,3% față de metoda de referință.

Lucrarea a fost finanțată în mai multe faze de Ministerul Educației și Cercetării, iar echivalența -fum particule a fost publicată în monografia Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere. Echivalența a fost recunoscută de CTE al INAR fiind introdusă în procedura MOT.PI.002 - Procedură pentru determinarea emisiilor poluante gazoase și de particule ale m.a.c. conform Regulamentului 49 din Manualul Calității INAR și utilizată la calcularea emisiei de particule.

1.1.3.2 Investigarea filtrului ceramic monolit

Cercetarea a utilizat un filtru de particule cu monolit ceramic confecționat din cordierit ($2\text{MgO}-2\text{Al}_2\text{O}_3-5\text{SiO}_2$) în care canalele sunt obturate în formă de tablă de șah, cum se vede în fig.1.18, tocmai pentru a forța gazele arse care conțin particule să treacă prin peretele poros; filtrul a fost montat în instalația de evacuare a motorului 392-L4-DTI produs de SC ROMAN Brașov.

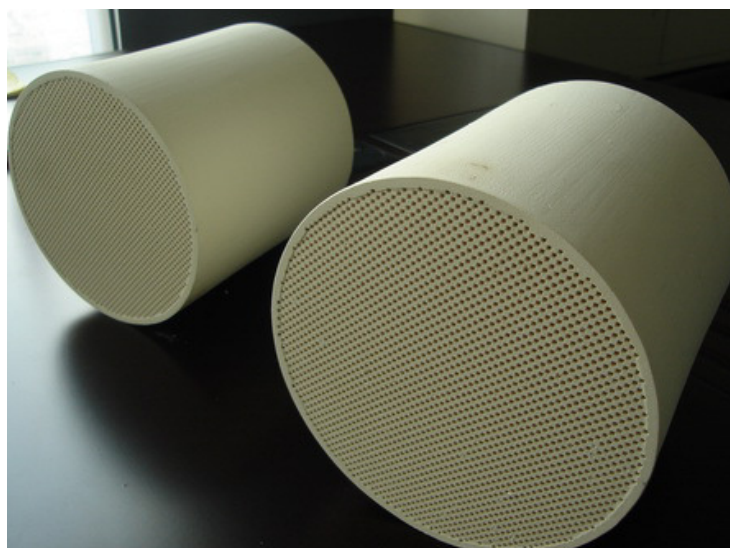


Fig. 1.18 Aspectul monolitului ceramic

Cercetările desfășurate au urmărit investigarea efectului de colectare a particulelor și de reducere a emisiilor poluante gazoase în filtru ceramic monolit în două variante: filtru fără acoperire catalitică și filtru cu acoperire catalitică. Filtrul utilizat este un filtru de tip monolit ceramic produs de firma Corning (S.U.A.) de dimensiunile $\Phi 143,8 \times 152,4$ mm. Celelalte caracteristici ale filtrului sunt cuprinse în tabelul 1.5.

Producătorul	Corning
Tip	EX 47
Dimensiuni	Φ 5,66" x 6,0" (Φ 143,8mm x 152,4mm)
Densitatea celulelor	100 CPI (celule pe inch ²)
Suprafața specifică	568 m ² / m ³

Tabelul 1.5 Caracteristicile filtrului de particule

În timpul probelor motorul a funcționat cu motorină cu conținut de sulf foarte redus, sub 0,05%.

Metoda și programul de încercare

În instalația de evacuare a motorului 392-L4-DTI pe standul de încercare s-a montat filtrul de particule alcătuit din doi monoliți ceramici. La diferite regimuri de funcționare s-au măsurat indicii de fum, în unități Hartridge. Pe baza corelației dintre emisia de fum și cea de particule, conform ecuației 1.10, s-a calculat emisia de particule din gazele de ardere înainte și după trecerea acestora prin filtru. Probele s-au desfășurat pe standul de încercări al SC.INAR SA, dotat cu o frână tip ONO-SOKKI. Pentru măsurarea mărimilor specifice s-au folosit instalațiile de măsură ale standului (traductor de turație, aparat gravimetric pentru determinarea consumului de combustibil, termocuple, manometre, debitmetru diferențial cu element laminar MERIAM). Determinarea indicelui de fum s-a făcut cu un opacimetru tip Hartridge MK3 prin care au fost dirijate gazele de evacuare alternativ, prin intermediul unei clapete, preluându-se gaze arse din amonte, respectiv avalul filtrului.

Programul cercetării a fost alcătuit din următoarele etape:

1. Determinarea caracteristicii de turație la sarcină totală a motorului 392-L4- DTI având montat pe traseul de evacuare sistemul de filtrare propus .
2. Determinarea emisiei de fum-particule în ciclul definit de Reg. 49 CEE-ONU, cu filtrul curat, neacoperit.
3. Depunerea catalitică la INCERP Ploiești.
4. Determinarea caracteristicii de turație la sarcină totală a motorului 392-L4- DTI cu filtrul cu depunere catalitică.
5. Determinarea emisiilor gazoase și de fum-particule în ciclul definit de Reg. 49 CEE-ONU, după depunerea catalitică .
6. Determinarea gradului de încărcare a filtrului.

Rezultate obținute

Rezultatele cercetărilor întreprinse urmăresc notația etapelor:

1. Prin ridicarea caracteristicii externe a motorului s-a urmărit determinarea performanțelor în condițiile funcționării acestuia cu sistemul de filtrare montat pe traseul de evacuare al motorului. S-au măsurat mărimile specifice motorului (turație, cuplu, putere, consum de combustibil) și mărimi specifice acestei cercetări (temperatura gazelor arse la intrarea și la ieșirea din sistemul de filtrare, diferența de presiune pe sistemul de filtrare, opacitatea gazelor de evacuare la intrarea și la ieșirea din sistemul de filtrare, exprimată în unități Hartridge). Căderea de presiune pe filtrul curat a variat cu turația (1200 ... 2600 rot/min) în domeniul 21..120 mm coloană Hg.

2. Determinarea mărimilor anterior menționate în treptele de funcționare ale Reg. 49-CEE-ONU [28] și utilizarea echivalenței între opacitatea fumului și emisia de particule a permis calculul emisiei de particule înainte și după filtru (0,177 g/kWh și respectiv, 0,088 g/kWh), fapt care conduce la stabilirea eficienței de reținere a particulelor pentru acest ciclu de 50%.
3. Sistemul catalitic a fost demontat, cele două filtre monolit s-au transportat la INCERP Ploiești unde s-a depus pe suprafața ceramică de filtrare a acestora un strat de catalizator zeolitic de tip Cu-ZSN-5 promotat cu metale platinice (platină, paladiu).
4. S-a refăcut proba de la punctul 1, observându-se că performanțele motorului au fost bune, regăsindu-se mărimile determinate anterior, fumul și particulele reducându-se considerabil la sarcină totală, pentru particule reducerea a variat funcție de turație în intervalul 61%..87%. Căderea de presiune pe filtru a crescut la 167 mm Hg, ceea ce înseamnă că o mică parte din porii filtrului au fost înfundați prin depunerea catalitică.
5. S-a reluat încercarea specifică Reg. 49 CEE-ONU, după depunerea catalitică, efectuându-se măsurări ale fumului, dar și ale emisiilor poluante gazoase (CO, HC, NO_x). S-a constatat că filtrul are efecte de reducere a emisiilor gazoase, constatându-se pentru ciclurile încercării, reducerea de 56% a CO, de 42% a NO_x, de 32% a HC. Reducerea particulelor a fost importantă, de 71%.
6. Pentru a se studia gradul de încărcare al filtrului s-a ales un regim caracterizat de cifre de fum mari (sarcină totală, turație de cuplu maxim) în care motorul a funcționat continuu timp de 8 ore. Citirile de fum, de temperaturi și presiuni au indicat că are loc un proces de regenerare a filtrului cvasicontinuu, în dinți foarte mici de fierăstrău, acest lucru fiind posibil datorită temperaturilor mari ale gazelor arse (550 –600°C). Astfel căderea de presiune pe filtru nu a crescut, cum ar fi fost de așteptat prin acumularea particulelor, ci a scăzut ușor, filtrul auto-curățându-se.

În concluzie, sistemul de filtrare format din motorul testat împreună cu filtrul ceramic a avut calități de reducere a particulelor specifice filtrelor de particule și de reducere a poluanților gazoși specifice filtrelor catalitice, calități atrase de depunerea catalitică și care sunt confirmate de literatura de specialitate [29, 30].

1.1.3.3. Investigarea filtrului cu fibre ceramice

Cercetarea a utilizat un filtru de particule cu fibre ceramice care a fost montat în instalația de evacuare a motorului 392-L4-DT produs de compania de autocamioane ROMAN Brașov.

Structura filtrului

Filtrul de particule este alcătuit din înfășurări cu fibre ceramice care au rolul de a reține particulele din gazele arse prin diferite mecanisme de captură funcție de diametrul mediu al particulei: prin difuzie, prin interceptie și prin impact. Aceste fibre sunt continue, din oxizi metalici, care se pot trage sub forma unor fibre textile ceramice cu o comportare foarte bună la temperaturi înalte. Ele au o bună rezistență la tracțiune și flexibilitate la 1204°C.

Datorită faptului că fibrele sunt continue și rezistente, ele se pot produce fără a avea nevoie de alte fibre sau de inserții de sârmă. În plus fibrele au alungire specifică și contracție lineară mici ceea ce asigură stabilitatea dimensională a produsului; fibrele au o bună rezistență la coroziune chimică, conductivitate termică scăzută, rezistență bună la șoc termic și porozitate scăzută. O altă caracteristică importantă a fibrelor este diametrul lor relativ mare, 10-12 μm , fapt care face ca fibrele să nu fie respirabile; acestea nu sunt considerate cancerigene decât în cazul în care diametrul lor ar fi sub $3\mu\text{m}$. Fibrele folosite în filtru au fost de tip Nextel 312 TM fiind aluminoboro-silicați - ($\text{Al}_2\text{O}_3+\text{SiO}_2+\text{B}_2\text{O}_3$)- cu proprietățile descrise în tabelul 1.6 [31].

Proprietatea	Valoarea
Compoziția	62% Al_2O_3 , 24% SiO_2 , 14% B_2O_3
Lungimea	Continuă
Diametrul fibrei	10-12 μm
Densitatea	2,7g/cm ³
Suprafață specifică	< 1m ² /g
Rezistență la tracțiune	250 000 psi
Modulul de elasticitate	20 x 10 ⁶ psi
Elongația	1,2%
Temperatura de lucru	1204°C
Temperatura de topire	1800°C
Coeficientul de dilatare (25°C - 500°C)	3,0x10 ⁻⁶ °C ⁻¹
Căldura specifică (500°C)	1046,7 J/kg.K

Tabelul 1.6 Proprietățile fibrelor ceramice

Cartușul filtrant propriu-zis este alcătuit dintr-un tub perforat pe care este bobinată fibra ceramică. Tubul este confecționat de regulă din tablă de oțel inoxidabil de 1,22 mm grosime, perforată în proporție de 50%, roluită și sudată pe generatoare. La capete, tubul nu este perforat pe o lungime de 30-50 mm, pentru a permite trecerea gazelor numai prin cartuș. Fibra este bobinată înclinat la 45°, în mai multe straturi, realizând un volum consistent de material filtrant [32]. Filtrul cuprinde 8 cartușe filtrante asamblat într-o carcasă tot de oțel inoxidabil, conform schemei principale din figura 1.19.

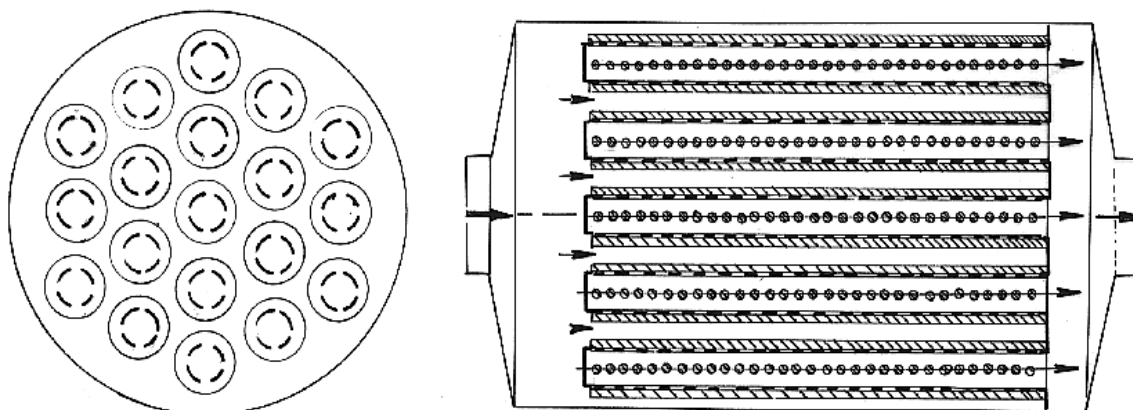


Fig.1.19 Secțiune prin filtrul cu fibre ceramice

Funcționarea filtrului duce la acumularea în timp a particulelor conținute în gazele de evacuare și la colmatarea filtrului; efectul asupra motorului este scăderea performanțelor acestuia din cauza creșterii rezistențelor gazo-dinamice pe traseul de evacuare. După un timp de funcționare, filtrul necesită curățarea, ceea ce se realizează prin oxidarea particulelor reținute în volumul fibrelor. Regenerarea filtrului este determinată în acest caz de aditivul existent în combustibil. Aditivul are rolul de a reduce temperatura de oxidare a particulelor la valori întâlnite în mod curent pe traseul de evacuare în timpul funcționării motorului. Oxidarea particulelor se face continuu, o dată cu depunerea lor în filtru, prin egalizarea vitezei de ardere regenerativă cu viteza de reținere a particulelor; se obțin astfel valori constante ale presiunii în filtru.

Aditivul pe bază de fier cel mai cunoscut și care a fost folosit în acest studiu este ferrocenul – $\text{Fe}(\text{C}_5\text{H}_5)_2$; efectele sale au fost studiate pe motoarele firmelor KHD, Mercedes, MAN, VW și Opel. Principalele caracteristici ale ferrocenului și ale aditivului folosit sunt date în tabelul 1.7. Concentrația de aditiv este de 60 ppm care se adaugă în motorină.

Caracteristica	PLUTOrac DF 60 TM	Ferrocen
Compoziția chimică	Diciclopentadienil de fier în hidrocarbură aromatică	Diciclopentadienil de fier
Starea	lichid	solid
Culoarea	galben	stacojiu
Mirosul	aromatic	specific
Temperatura de fierbere	170-190°C	173°C
Densitatea	0,922-0,942 g/cm ³	1,49 g/cm ³
Viscozitatea	2,1 mm ² /s	-
Solubilitatea în apă	insolubil	5 mg/l
Stabilitatea		stabil la apă, aer, lumină și căldură
Toxicitatea		dăunător, dar necancerigen în teste in vitro sau in vivo.

Tabelul 1.7 Caracteristicile aditivului

Pentru a asigura un regim termic ridicat în filtru acesta trebuie plasat în instalația de evacuare cât mai aproape de motor; în cazul montajului realizat, filtrul s-a aflat la circa 700 mm de motor.

Metoda și programul de încercare

În instalația de evacuare a motorului 392-L4-DT pe standul de încercare s-a montat filtrul de particule cu fibre ceramice. La diferite regimuri de funcționare s-au măsurat indicii de fum, în unități Hartridge. Pe baza corelației dintre emisia de fum și cea de particule, descrisă de formula (1.10), s-a calculat emisia de particule din gazele de ardere înainte și după trecerea acestora prin filtru. Caracteristicile tehnice principale ale motorului sunt următoarele: [33]

- alezaj / cursă 102 mm / 120 mm;
- cilindree 3,92 l ;
- putere nominală brută (ISO 2534) 77,2 kW;
- turația la puterea nominală 2700 rpm;
- momentul motor brut 308 Nm;
- turația la momentul maxim 1600 –1800 rpm;
- consumul specific minim de combustibil 224 g / kWh.

Probele s-au desfășurat pe standul de încercări al SC.INAR SA, dotat cu o frână tip ONO-SOKKI. Pentru măsurarea mărimilor specifice s-au folosit instalațiile de măsură ale standului (traductor de turație, aparat gravimetric pentru determinarea consumului de combustibil, termocuple, manometre, debitmetru diferențial cu element laminar MERIAM).

Determinarea indicelui de fum s-a făcut cu un opacimetru tip Hartridge MK3 prin care au fost dirijate gazele de evacuare alternativ, prin intermediul unei clapete, preluându-se gaze arse din amonte, respectiv avalul filtrului.

În prezenta fază s-a studiat comportarea filtrului de particule în cazul în care motorul ar funcționa după regimurile precizate în Reg. 24.03, în Reg. 49.02, după ciclul reprezentativ pentru parcursul urban și după cel pentru parcursul pe autostradă, cicluri descrise în capitolul 1.4.

Rezistența gazodinamică a filtrului curat a variat între 245 mm coloană H₂O la turația de 1200 rot/min și 1320 mm coloană H₂O la turația nominală. Regenerarea s-a produs la o cădere de presiune de 1900 mm coloană H₂O la turația nominală și la temperatura de 480° C, atingându-se după acest proces diferența de presiune de 830 mm coloană H₂O.

Rezultatele obținute

Reg.CEE-ONU nr.24/Încercarea în regim stabilizat

Încercarea s-a făcut pe motor, care a funcționat la sarcină totală, în regimuri stabilizate, la turații uniform repartizate între turația nominală minimă și turația nominală maximă. Pentru 6 puncte de funcționare s-au măsurat, pe lângă alte mărimi specifice, opacitatea gazelor de evacuare. Valorile din figura 1.20 indică încadrarea în limitele impuse de acest regulament ca și efectul de reducere important pe care filtrul de particule îl produce.

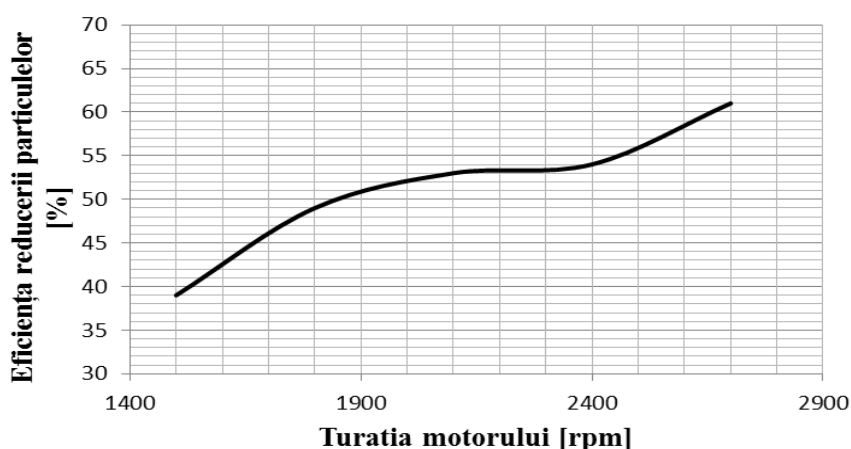


Fig.1.20 Variația eficienței reducerii particulelor cu turația

Reg. CEE-ONU nr.24/ Încercarea în accelerare liberă

Emisia de fum a avut valoarea de 53 uH înaintea filtrului și de 32 uH după filtru, ceea ce corespunde unei emisii de particule înainte de filtru de 263 mg/m^3 și de 135 mg/m^3 după filtru, cu eficiența reducerii de 49%.

Reg. CEE-ONU nr.49

Rezultatele măsurărilor de fum sunt cuprinse în tabelul 1.8, calculele care au fost efectuate sunt conforme cu cerințele din Reg. CEE-ONU nr.49.02, iar raportarea emisiei de particule s-a făcut la condițiile de temperatură și presiune standard.

Nr. pct.	Turație rot/min	Cuplu daNm	Corar kg/h	Fum 1 uH	Fum 2 uH	Vaerc m^3/h	wf	$\text{mi}_1 \text{ g/m}^3$	$\text{mi}_2 \text{ g/m}^3$
1	800	0	0,9	5	2	73,2	0,25/3	0,0179	0,0071
2	1800	3,5	3,4	5	2	178,2	0,08	0,0179	0,0071
3	1800	8,1	5	8	5	183,8	0,08	0,0291	0,0179
4	1800	15,6	7,5	14	9	193,6	0,08	0,0526	0,0329
5	1800	24,4	10,9	24	13	210,2	0,08	0,0958	0,0486
6	1800	31,1	12,7	55	33	228,2	0,25	0,2787	0,1398
7	800	0	0,9	4	2	75,8	0,25/3	0,0142	0,0071
8	2700	27,3	16,5	19	9	405,8	0,1	0,0735	0,0329
9	2700	20,1	11,8	20	9	359,4	0,02	0,0779	0,0329
10	2700	13,7	9	17	6	332,8	0,02	0,0650	0,0216
11	2700	6,7	7,8	8	3	310	0,02	0,0291	0,0106
12	2700	2,8	6	7	3	297,3	0,02	0,0253	0,0106
13	800	0	0,9	3	1	78,4	0,25/3	0,0106	0,0035

Emisia de particule fără filtru: 0,714 g/kWh

Emisia de particule cu filtru: 0,352 g/kWh

Tabelul 1.8 Emisia de fum și particule în ciclul de încercare conform Reg. 49.02

Emisiile de particule conform ciclului cu 13 trepte au fost de 0,712 g/kWh înaintea filtrului și respectiv 0,352 g/kWh după filtru, eficiența reducerii fiind de 51%.

Ciclurile urban și de autostradă

Emisiile de particule conform ciclului urban [34] au fost de 0,42 g/kWh înaintea filtrului și respectiv 0,21 g/kWh după filtru, eficiența reducerii fiind de 50%. Emisiile de particule conform ciclului de autostradă [34] au fost de 0,54 g/kWh înaintea filtrului și respectiv 0,24 g/kWh după filtru, eficiența reducerii fiind de 56%.

Concluzii

1. Filtrele cu fibre ceramice s-au dovedit a fi un mediu de filtrare rezistent la temperatură, coroziune și la șocuri termice și mecanice.
2. Eficiența reducerii particulelor a variat în medie între 50- 60%. Literatura indică eficiențe între 55 - 75% funcție de tipul motorului și filtrului și de regimul de funcționare. Câteva explicații asupra diferențelor ar fi că dimensionarea filtrului testat nu a fost destul de bine corelată cu debitul de gaze arse, iar concentrația de aditiv de regenerare nu a fost destul de mare.
3. Rezistența gazodinamică a filtrului nu a fost mare, efectul asupra performanțelor motorului fiind neglijabile.
4. Chiar dacă eficiența filtrului nu a fost spectaculoasă, construcția acestui tip de filtru, ieftină, durabilă și simplă, îl menține în competiția cu filtrul ceramic monolit.

Cercetarea celor două filtre a fost făcută în baza contractelor cu Ministerul Educației și Cercetării și cu SC Roman, rezultatele fiind publicate în monografia Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere, și în articolele Experimentarea filtrelor monolit pentru reducerea particulelor la Simpozionul "Omul și mediul" organizat de Academia Română Filiala Timișoara, ediția a III a, și în Ceramic fiber use in filter particulate traps, din volumul primei conferinței Advanced Composite Materials Engineering organizată de Universitatea Transilvania, în octombrie 2006.

1.2. METODE ACTIVE DE REDUCERE A POLUANȚILOR

Metodele active care vor fi analizate sunt acele metode care urmăresc combaterea formării poluanților prin optimizarea combustiei, efectul lor fiind concentrat asupra proceselor din camera de ardere. Există influențe contradictorii ale unor factori asupra celor patru tipuri de poluanți legiferati, dar și efecte contradictorii ale aceluiași factor asupra aceluiași poluant, în cazul unor motoare diferite. În general, măsurile de reducere a celor patru poluanți limitați în legislația existentă au generat creșteri, relativ mici, ale consumului de combustibil, ceea ce implică găsirea unei căi de compromis. Și în cadrul grupului de poluanți enumerați (HC, CO, NO_x, particule PT) apare necesitatea unui compromis între valorile NO_x, pe de o parte, și valorile PT, CO, HC, pe de altă parte. Dependența inversă a acestor mărimi se datorează temperaturilor dezvoltate în camera de ardere. Măsurile de scădere concomitentă a NO_x și a celorlalți poluanți sunt relativ puține și se aplică, de regulă, în afara camerei de ardere.

Cunoscând din literatură acești factori, s-au dezvoltat metode specifice de scădere a poluanților, iar câteva din aceste metode active au fost investigate pe motoare de către autoare. Sunt prezentate în cele ce urmează trei metode, și anume recircularea gazelor arse, modificarea legii de injecție a combustibilului și modificarea avansului la injecție. Alte metode sunt amintite în subcapitolul 1.2.4 ca având rezultate colaterale asupra scăderii fumului și particulelor, descrierea lor fiind făcută în capitolul 3.

1.2.1. RECIRCULAREA GAZELOR ARSE

Cantitatea mărită de gaze reziduale din cilindru duce la micșorarea cantității de aer proaspăt aspirat, cu scăderea NO_x și creșterea fumului; gazele arse rămase în cilindru micșorează cantitatea de O_2 disponibilă, frânând reacțiile de formare a NO_x . Influența favorabilă a gazelor reziduale asupra reducerii formării NO_x a condus la metoda **recirculării gazelor arse (Exhaust Gas Recirculation)**, prescurtat EGR sau RGA, care constă în reintroducerea unei fracțiuni din gazele arse în cilindru. Creșterea gradului de recirculare este foarte eficientă din punctul de vedere al reducerii NO_x . Utilizând EGR se micșorează cantitatea de aer din fluidul proaspăt din cilindru și apare tendința de creștere a fumului și a duratei arderii, ceea ce duce la mărirea consumului de combustibil; aceste tendințe sunt mai puternice o dată cu mărirea sarcinii, astfel că EGR se dovedește o măsură foarte bună de reducere a NO_x , dar numai în condițiile corelării corespunzătoare cu sarcina motorului și în limitele acceptabile ale creșterii consumului de combustibil [35,36].

Acțiunile derulate la INAR în colectivul de cercetare a motoarelor asupra EGR au inclus proiectarea și execuția unei instalații EGR, apoi testarea metodei pe două motoare de litraj diferit 392-L4-DT și 1035-L6-DTI, asupra acestuia din urmă fiind aplicată și răcirea intermediară a gazelor recirculate. În sinteză sunt ilustrate rezultatele obținute, în rândurile următoare:

a. pentru motorul 392-L4-DT

Motorul utilizat este de fabricate românească produs de SC ROMAN SA Brașov, de tip 392-L4-DT, caracteristicile sale fiind deja prezentate anterior în cap.1.1.3.3.

Pentru verificarea rezultatelor prezentate ale recirculării am proiectat o instalație experimentală care recirculă gazele arse; proporția gazelor arse este reglabilă printr-o clapetă obturator și măsurabilă printr-un debitmetru. Instalația are reperul EM. 0200.05.000 și a fost folosită la verificarea efectelor recirculării gazelor arse prin analiza chimică a gazelor evacuate. Schema principială a instalației este reprezentată în figura 1.21. Sistemul de evacuare al standului a avut posibilitatea de a fi parțial obturat pentru a permite ca sub influența diferențelor de presiune, o anumită parte din gazele arse să fie recirculate. Originalitatea instalației constă în faptul că aceasta este construită în așa fel încât poate testa motoare cu diferite valori ale litrajului, fără a fi dependentă de tipul constructiv sau funcțional al supapei de recirculare. Probele s-au desfășurat pe standul de încercări al S.C.INAR, dotat cu o frână tip ONO-SOKKI. Pentru măsurarea mărimilor specifice s-au folosit instalațiile de măsură ale standului (traductor de turații, vas gravimetric pentru determinarea consumului de combustibil, termocuple, manometre, debitmetru diferențial cu element laminar MERIAM). Analiza gazelor arse s-a executat cu instalația de analiză tip BECKMAN 1945-1954 compusă din:

- detector de ionizare a flăcării pentru hidrocarburi nearse (model 402) HFID
- analizor cu absorbție în infraroșu pentru oxidul de carbon (model 854) NDIR
- analizor cu chemiluminiscență pentru oxizii de azot (model 951) HCLA

Determinarea indicelui de fum s-a făcut cu un opacimetru tip AVL Dismoke 435.

Motorul 392 L4 DT s-a instalat pe bancul de probă, având conectat în instalația de evacuare un dispozitiv de recirculare a gazelor arse și sondele aparatelor de măsură.

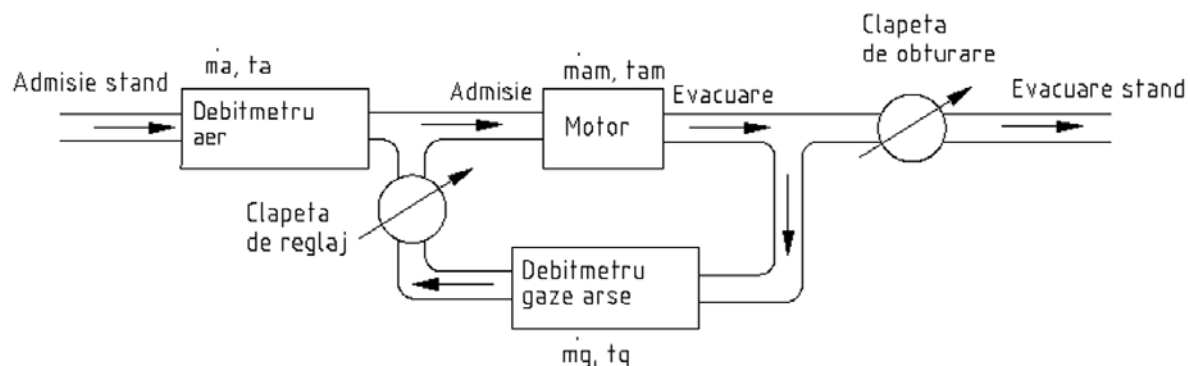


Fig.1.21 Schema instalației de recirculare a gazelor arse

Cercetarea a urmărit compararea unor seturi de parametri ai motorului (emisii poluante – NO_x , CO, HC, indice de fum, consum de combustibil, performanțe – cuplu motor, putere) determinate în funcționare, cu și fără recircularea gazelor arse. Ca parametru al recirculării a fost utilizat gradul de recirculare. Ca referință s-a considerat cazul fără recirculare sau cu grad de recirculare nul. Ciclul de încercare utilizat a fost ciclul european staționar (ESC-European Stationary Cycle) definit conform cerințelor impuse de normele de poluare definite de Regulamentul 49, faza EURO 3.

Pentru a se putea aprecia gradul de recirculare a gazelor arse s-a utilizat o diafragmă calibrată pentru determinarea debitului, calcul care ține seama de procedura descrisă în standardul 7347/3 [37]. Debitul masic s-a calculat considerând variația densității gazului cu temperatura. Compoziția gazelor arse, conform [38] a fost considerată următoarea: $\text{CO}_2=13\%$, $\text{H}_2\text{O}=11\%$, $\text{N}_2=76\%$. Debitul de gaz recirculat, D_g , măsurat în [kg/s] s-a determinat cu relația:

$$D_g = \alpha \varepsilon S (2\Delta p \rho)^{0,5} \quad (1.11)$$

în care: α - coeficientul de debit ($\alpha = 0,6$), ε - coeficientul de detentă ($\varepsilon = 0,999$), S - secțiunea diafragmei ($S = \pi d^2/4 = \pi 28,377^2/4$), Δp - căderea de presiune pe diafragmă [mm col H_2O], ρ - densitatea gazelor arse [kg/m^3].

Funcție de gradul de recirculare dorit, din clapeta de reglaj s-a obturat parțial conducta de recirculare, iar debitul recirculat s-a calculat cu formula de mai sus, pe baza citirii căderii de presiune. Probele au urmărit identificarea efectului de recirculare conform unui debit de gaze recirculate dictat de un grad de recirculare (GR) de 10%, 20% și 30%, în punctele ciclului anterior determinate, având ca referință cazul recirculării nule. Definirea gradului de recirculare este următoarea:

$$\text{GR} = D_g / (D_g + D_{\text{aer}}) [\%], \quad (1.12)$$

în care D_g - Debitul de gaz recirculat determinat cu relația (1.11), iar D_{aer} - Debitul de aer proaspăt admis în motor [kg/s].

Valorile mărimilor de calcul și emisiile poluante gazease au fost calculate pentru un grad de recirculare de 0, 10, 20 și respectiv 30%, iar reducerile poluanților sunt sintetizate în tabelul 1.9.

Poluantul [g/kWh]	GR=0%	GR=10%	GR=20%	GR=30%
NO _x	13,4	11,0	6,2	3,2
Reducerea NO _x *[%]	-	17,8	54	77,6
CO	5,8	7,1	9,7	10,4
Creșterea CO *[%]	-	23,5	67,5	79,6
HC	0,58	0,57	0,54	0,63
Reducerea HC *[%]	-	-1,7	6,8	-8,6
Particule	0,7	0,9	1,7	2,4
Creșterea PT* [%]	-	17,6	135	229

*în procente față de GR=0%

Tabelul 1.9. Emisiile poluante funcție de gradul de recirculare

Prin recircularea gazelor arse cu ajutorul instalației experimentale descrise s-a confirmat potențialul de reducere NO_x. Reducerea NO_x este considerabilă, de până la 77%, ceea ce pentru acest poluant este foarte mult.

Recircularea gazelor arse duce la creșterea semnificativă a emisiei de particule și CO. Pe ansamblu reducerea NO_x este mai importantă decât creșterea celorlalți poluanți fiindcă aceștia pot fi reduși printr-o metodă pasivă în exteriorul motorului, de exemplu prin utilizarea catalizatorului de oxidare.

Instalația de testare concepută a permis din punct de vedere gazodinamic recircularea în bune condiții a 30% din debitul de gaze arse.

b. pentru motorul 1035-L6-DTI

Cercetarea a fost similară cu cea anterioară cu observația că motorul a avut cilindree de 10,35 litri, fiind supraalimentat și având și răcire intermediară, iar instalația de recirculare a cuprins un răcitor al gazelor recirculate, poziționat ca în fig.1.22.

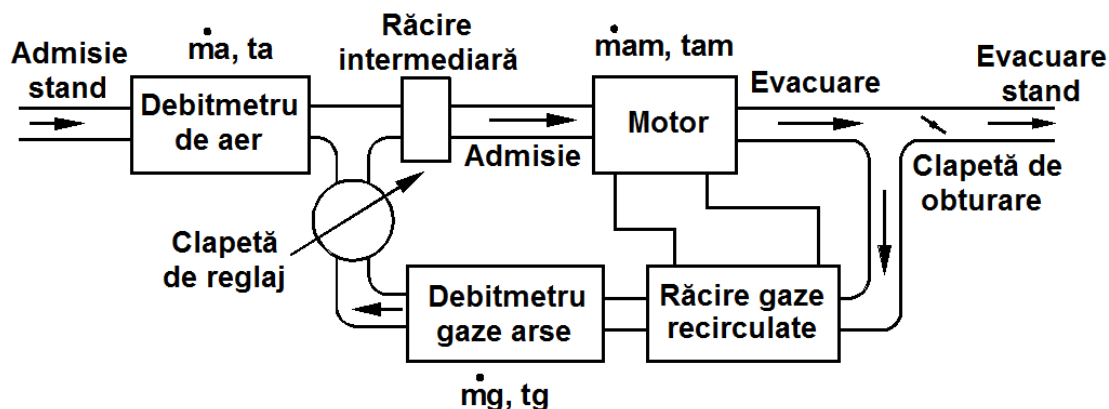


Fig.1.22 Configurația instalației de recirculare a gazelor arse

S-a investigat comportarea sistemului la diferite turații, alegându-se pentru exemplificare rezultatele de la turația de 1600 rpm prelucrate în figura 1.23; se poate observa cum scade emisia de NO_x cu creșterea gradului de recirculare și cum crește emisia de fum; răcirea gazelor recirculate a menținut câștigul de performanță al motorului provenit din aplicarea răcirii intermediare a aerului de admisie.

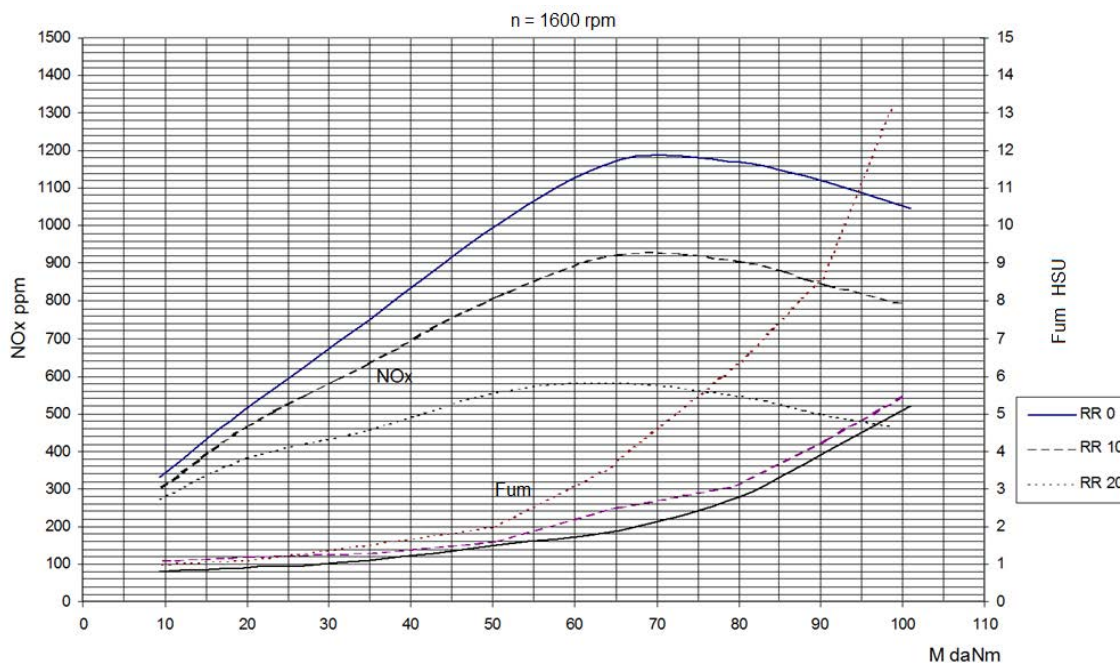


Fig. 1.23. Corelația dintre NO_x și fum versus cuplu motor M

Figura 1.24 indică partiția domeniilor de funcționare a motorului pe grade de recirculare la o limită impusă a fumului de 8 unități Hartridge.

Din analiza figurii 1.24 se constată că domeniul de funcționare a motorului poate fi împărțit în trei zone:

- zona I caracterizată prin emisii de fum sub 8 uH, și emisii de NO_x sub 700 ppm, la GR apropiat de 20%;
- zona II caracterizată prin emisia de fum sub 8 uH, iar emisia de NO_x cuprinsă între 600-1200 ppm. cu GR=10%;
- zona III care cuprinde restul suprafeței diagramei și care are valorile emisiei de fum acceptabile numai la GR = 0%, dar emisii de NO_x mari, sau emisii de NO_x acceptabile la GR 20%, dar cu emisii mari de fum.

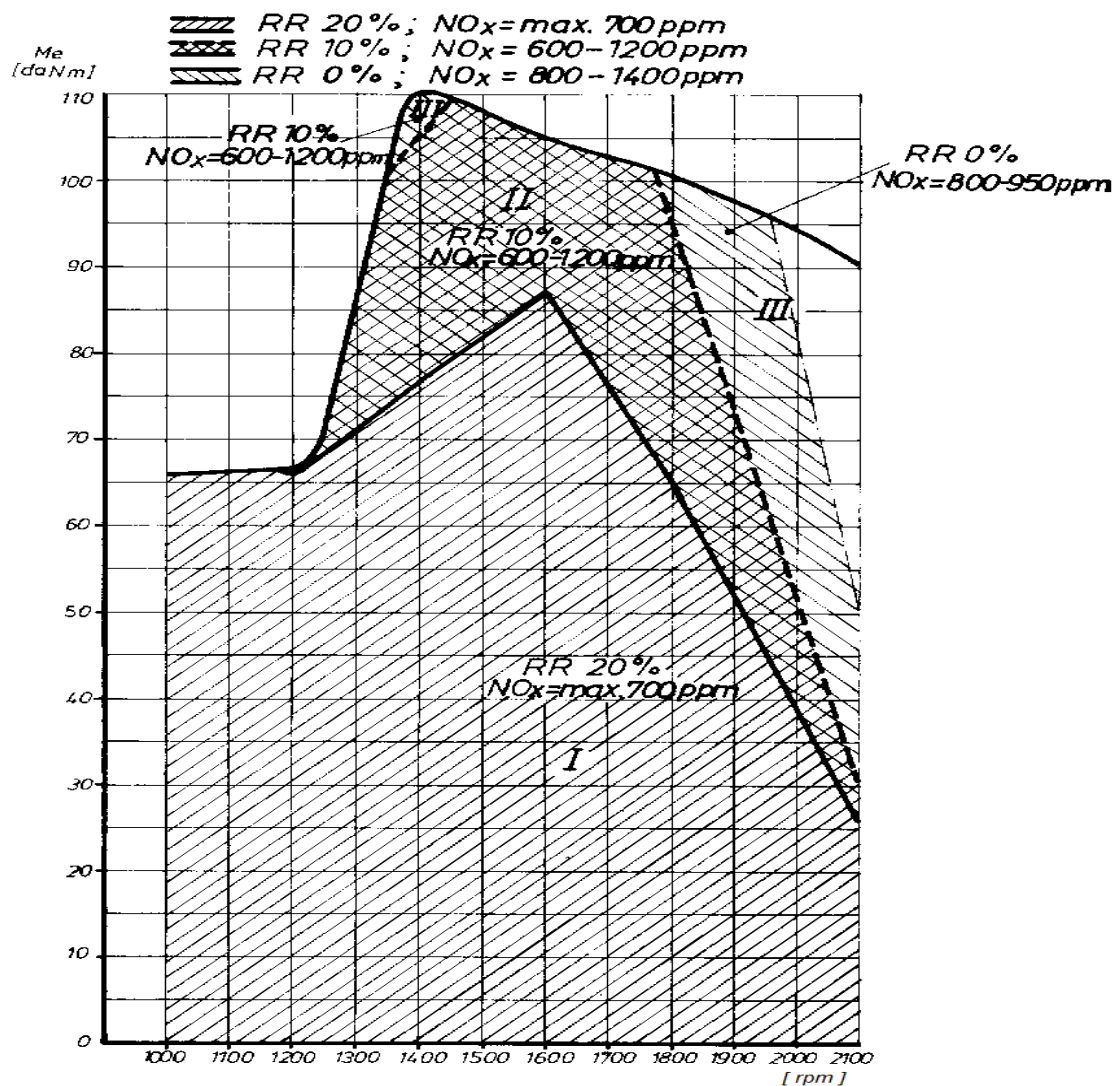


Fig.1.24. Topograma gradului de recirculare funcție de sarcină și turație

Cele mai importante concluzii ale cercetării sunt:

1. Recircularea cu răcirea gazelor este o tehnică eficientă de scădere a NO_x dacă se iau câteva precauții de evitare a creșterii fumului. Cea mai mare scădere a NO_x se produce la grade de recirculare mari, la care crește emisia de fum și cea de CO. Pentru un grad de recirculare de 20% cu răcirea gazelor arse care variază în funcție de sarcină de la 220..490°C la 50..60 °C se obține o scădere medie a NO_x de 46%.
2. Chiar dacă CO crește pentru un grad de recirculare $\text{GR} = 20\%$, nivelul său nu depășește limita de poluare EURO III. La sarcini mici sub 50 % se pot practica recirculări de 20%, la sarcini mai mari, nu.
3. Emisia de HC este mai puțin sensibilă la variația gradului de recirculare.
4. Determinările experimentale au profilat topograma recirculării care trebuie introdusă în unitatea de control electronic a motorului pentru a gestiona optim compromisul dintre reducerea NO_x și creșterea fumului.

Imaginea montajului instalației pentru testarea motorului 392-L4-DT este cuprinsă în fig.1.25.

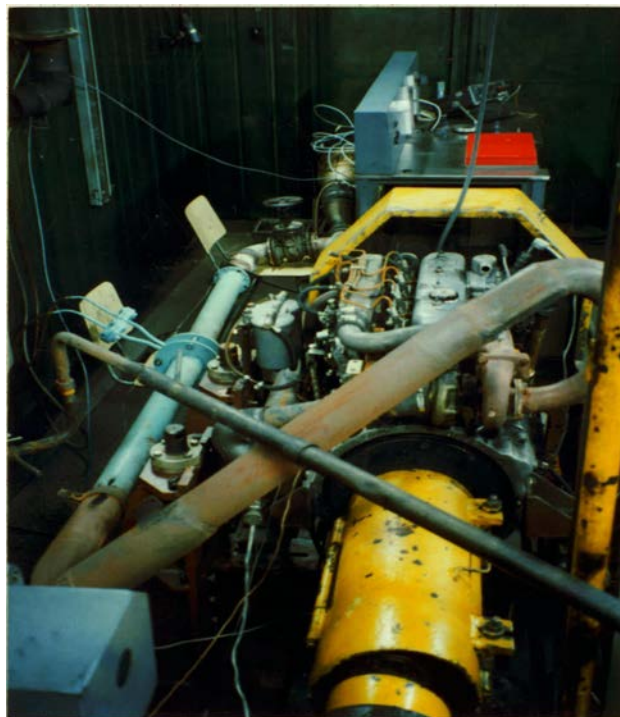


Fig.1.25. Instalația de recirculare a gazelor arse montată pe stand la INAR

Cercetarea a fost finanțată în cadrul Planului Național de Cercetare Dezvoltare Inovare (PNCDI) coordonat de Ministerul Educației și Cercetării, iar rezultatele au fost publicate în volumele conferințelor ESFA 2003 , The 7th International Conference Fuel economy, safety and reliability of motor vehicles, în articolul cu titlul NOx abatement in diesel engine using exhaust gas recirculation și AMMA 2002, Conferința națională cu participare internațională Autovehiculul, mediul și mașina agricolă Universitatea Tehnică din Cluj Napoca, în articolul intitulat Experimentarea recirculării gazelor arse la motoarele diesel pentru evaluarea reducerii emisiilor poluante.

1.2.2. MODIFICAREA LEGII DE INECȚIE

Legea de inecție, care este determinată de cantitatea de combustibil injectată funcție de unghiul de rotație, influențează considerabil emisiile, dacă este corelată cu fazele arderii. Creșterea presiunii de inecție, precum și folosirea unui pulverizator cu un număr mai mare de orificii, având diametrul mai mic, de o anumită lungime și orientare, au efecte considerabile de scădere a emisiilor de particule. Micșorarea volumului sacului de sub acul injectorului reduce cantitatea de combustibil post-injectat, cu scăderea HC, a fumului și a particulelor [11].

O parte din aceste cerințe au fost aplicate într-o lucrare colectivă pe injectoarele motorului 1035 L6 DTI produs la SC ROMAN Brașov.

Procesul de injecție se face cu o pompă de injecție de tip P căreia i s-au adus o serie de modificări constructive:

- micșorarea volumului sacului pulverizatorului cu 45% în scopul reducerii emisiei de HC;
- ghidarea suplimentară a acului pulverizatorului pentru a reduce deformarea sa și implicit diferența între jeturile de combustibil;
- aplicarea injecției pilot de combustibil prin modificări constructive ale corpului injectorului și pulverizatorului (utilizarea a două arcuri la injector, cu caracteristici elastice diferite); corpul pulverizatorului având alezajul $\varnothing^{+0,012}$ pentru centrarea și ghidarea acului pulverizatorului a fost prelungit de la 12,5 mm la 25 mm, iar ghidajul acului pulverizatorului a fost mărit corespunzător.

După realizarea documentației și fabricarea injectoarelor prototip la Hidrojet Breaza, s-au făcut la INAR teste comparative între funcționarea aceluiași motor cu injectoarele din producția de serie și cu cele prototip.

Figura 1.26 reprezintă performanțele comparative ale injectorului prototip și al celui din producția de serie unde sunt evidente scăderile valorilor de fum, dar și notabile creșteri de putere și cuplu motor, cu observația că pentru obținerea consumului specific de combustibil în g/kWh citirea din grafic trebuie multiplicată cu 10.

Prin trecerea coeficientului de absorbție a luminii în unități Hartridge și apoi prin echivalența fumului cu particulele [11], s-a atins o reducere medie a particulelor prin utilizarea acestor injectoare de 27%, în condițiile creșterii puterii și cuplului de circa 3%.

Cercetarea a fost finanțată de Ministerul Educației și Cercetării în cadrul programului RELANSIN prin proiectul Modernizarea injectoarelor de mărime P utilizate la motoarele de generație nouă, cu patru supape, Euro III, iar rezultatele au fost publicate în volumul conferinței Tehnonav 2006 sub titlul Experimental research on double-spring injectors for DI diesel engines.

1.2.3. MODIFICAREA AVANSULUI LA INJEȚIE

Avansul la injecție este o variabilă cu efecte contradictorii asupra NO_x pe de-o parte, și fumului și HC, pe de altă parte. Reducerea avansului sub valoarea optimă duce la scăderea NO_x și la creșterea fumului și HC.

Această metodă este folosită în scopul reducerii NO_x , cu prețul creșterii celorlalți poluanți, asupra cărora se pot aplica metode pasive de reducere, adică pe traseul de evacuare, după ce au fost produse.

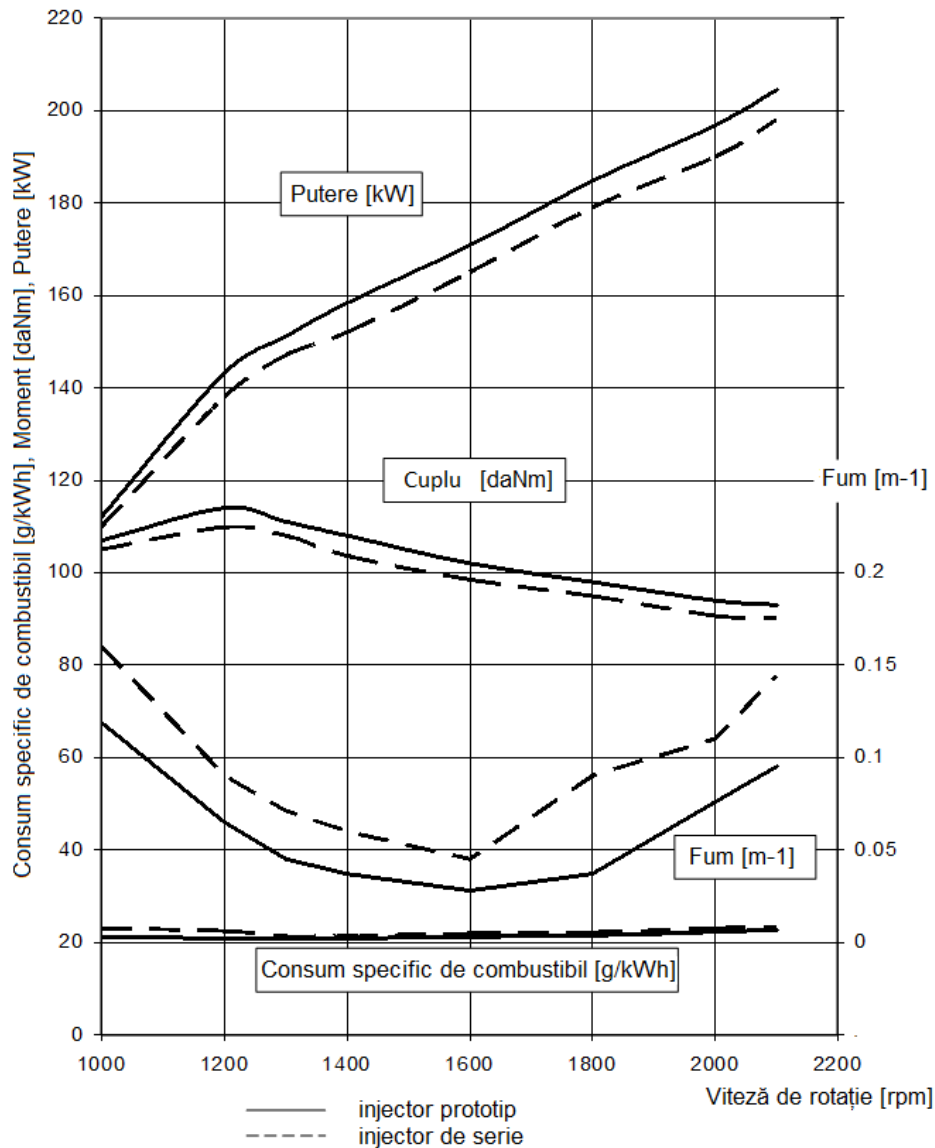


Fig.1.26 .Caracteristica de turație la sarcină totală cu cele două injectoare

Acest procedeu a fost folosit frecvent pe standul dinamometric, un exemplu este cercetarea referitoare la încadrarea emisiei de fum a motorului D2156MTN8R conform cerințelor Regulamentului 24, ilustrată în fig.1.27.

Pentru motorul dat avansul la injecție din standardul motorului exprimat în grade unghiulare ale rotației a arborelui cotit - RAC), este redus cu 2° RAC și apoi crescut cu 2° RAC.

Se observă că pentru turațiile de interes ale funcționării motorului, adică între turația de cuplu maxim și turația nominală, creșterea avansului cu 2° RAC înseamnă concomitent cea mai mare putere, cel mai bun cuplu, cel mai mic consum specific de combustibil și cel mai puțin fum.

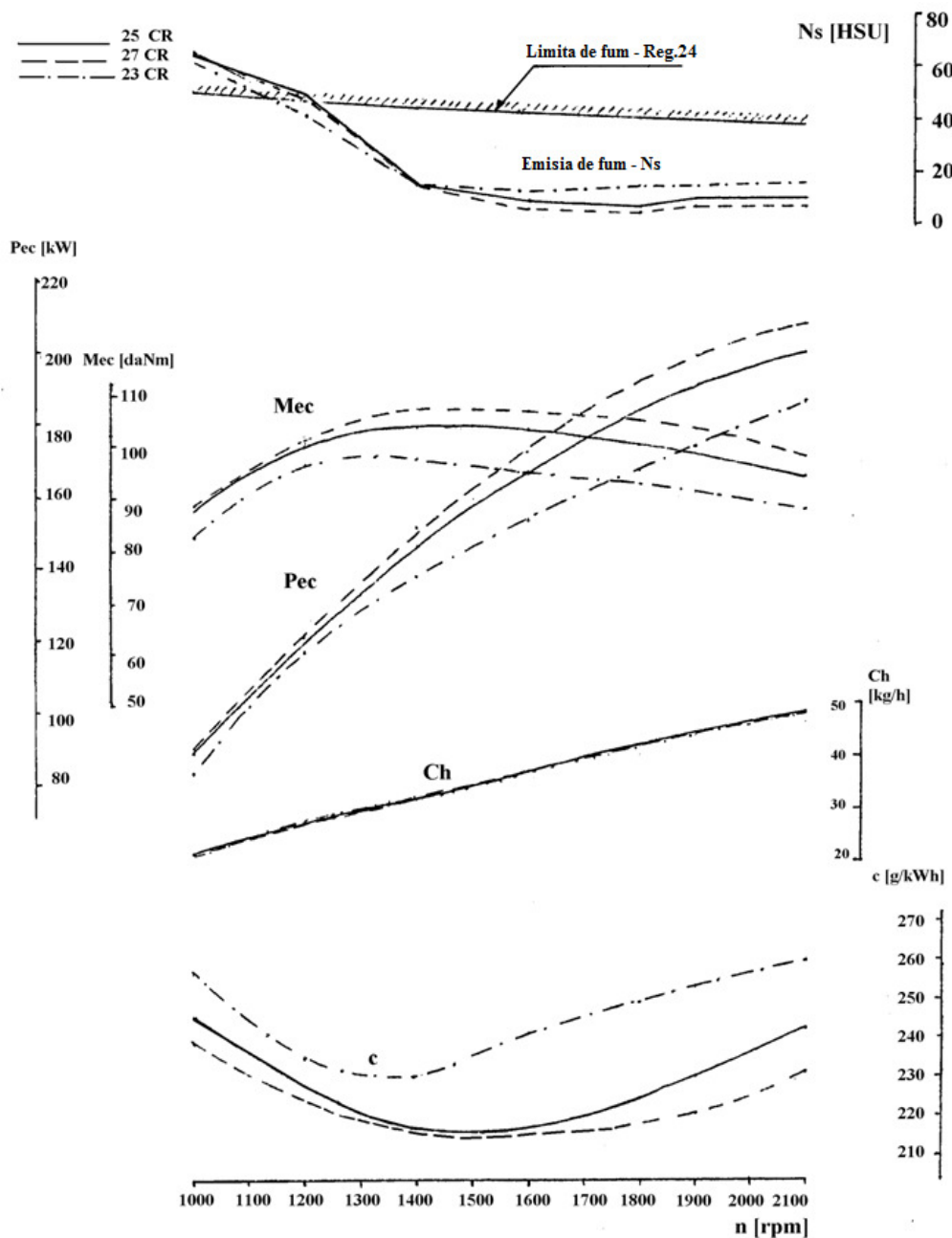


Fig.1.27. Caracteristica de turație la sarcină totală pentru trei reglaje ale avansului la injecție

Finanțarea a fost asigurată de MEC prin contractul Cercetări privind nivelul emisiilor poluante la motoarele Diesel pentru autocamioane funcție de parametrii de exploatare, de combustibilii utilizați și de tipul de filtre de particule cu care se echipează autovehiculul, iar rezultatele au fost publicate în volumul Conferinței The second International Conference Research a&

Innovation in Engineering, COMAT 2012, în articolul Experimental measures for meeting standards of diesel engine visible emissions.

1.2.4. ALTE METODE ACTIVE

Am experimentat și alte metode active în ceea ce privește scăderea emisiilor poluante, în special a fumului și particulelor, metode care au avut ca principal scop creșterea performanței motorului diesel (creștere puterii și a cuplului motor, scăderea consumului specific de combustibil); acestea sunt scăderea rezistențelor gazodinamice din instalația de evacuare, răcirea intermediară a aerului de admisie și by-pass-area turbosuflantei, metodele fiind descrise în capitolul 3, fiind menționate și efectele cuantificate asupra poluanților.

1.3. METODE DE REDUCERE A POLUANȚILOR BAZATE PE MODIFICAREA COMBUSTIBILILOR

Calitatea motorinei influențează semnificativ emisiile poluante, în special a fumului și a particulelor [39,40]. Conținutul de sulf din motorină cauzează emisia de SO₂ și implicit a unui procent variind între 12 și 30% de particule. Reducerea conținutului de sulf este necesară și pentru menținerea eficienței catalizatorilor montați pe motoarele diesel [11].

Cercetările efectuate pe două tipuri de motoare livrate de la rafinărie cu conținutul de sulf strict controlat la 0,28% și 0,08% au confirmat pe teste identice efectuate pe motoare reducerea emisiei de particule, reducere semnificativă care este variabilă cu ciclul de testare și indirect cu regimul de funcționare a motorului, conform tabelului 1.10.

Ciclul de testare al motorului	Regulamentul 49 CEE-ONU [28]	Ciclul de funcționare în regim urban [11]	Ciclul pe funcționare în regim de autostradă [11]	Ciclul de funcționare pe trasee montane [11]
Reducerea particulelor ec.(1.10) [%]	4%	37%	12%	14%

Tabelul 1.10. Reducerea particulelor ca urmare a scăderii conținutului de sulf din combustibil

Elementul de originalitate al acestei cercetări este dat de utilizarea unor cicluri noi de testare a emisiilor poluante pentru funcționarea autovehiculelor pe drumurile din România, cicluri a căror structură este descrisă în capitolul 1.4. Aceste rezultate au fost comunicate către Compania Română de Petrol sub forma unei propuneri de reformulare a motorinei; Compania Română de Petrol a emis o specificație tehnică nouă (ST-CRP-5) pentru un nou tip de motorină City Diesel cu conținutul de sulf al motorinelor comercializate în orașe limitat la 0,05%.

O altă metodă cercetată a fost aditivarea combustibilului cu pachete de aditivi polifuncționali care au fost sintetizați de INCERP în vederea scăderii fumului, și implicit, a particulelor. Pentru 5 aditivi care aveau rolul de a fi fiecare în principal aditivi cu funcțiile: dispersanți-detergenți, antidetonanți, antifricțiune, stabilizatori termici și inhibitori de coroziune, au fost făcute testări pe motorul 392-L4-DT în concentrații variind între 0.05-0,25% determinându-se efectele colaterale ale acestora, mai precis modul în care aceștia reduc emisiile de fum, în raport cu combustibilul neaditivat.

Figurile 1.28-1.30 arată comportamentul aditivilor în motor, funcție de sarcină și turație:

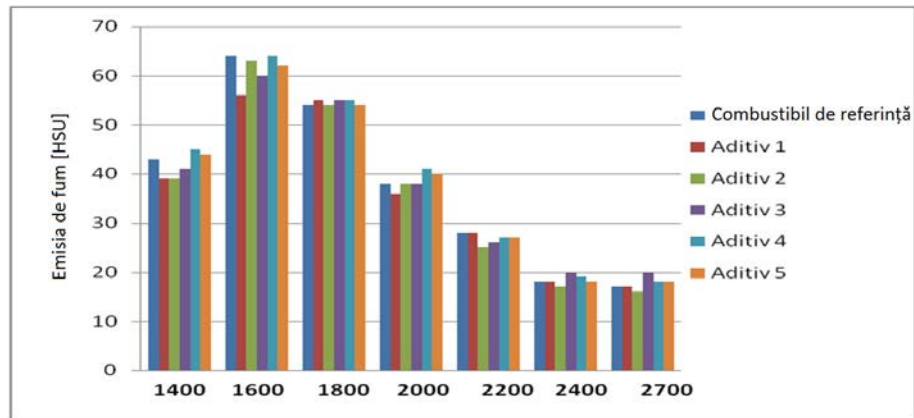


Fig. 1.28. Emisiile de fum pe caracteristica de turație la sarcină totală

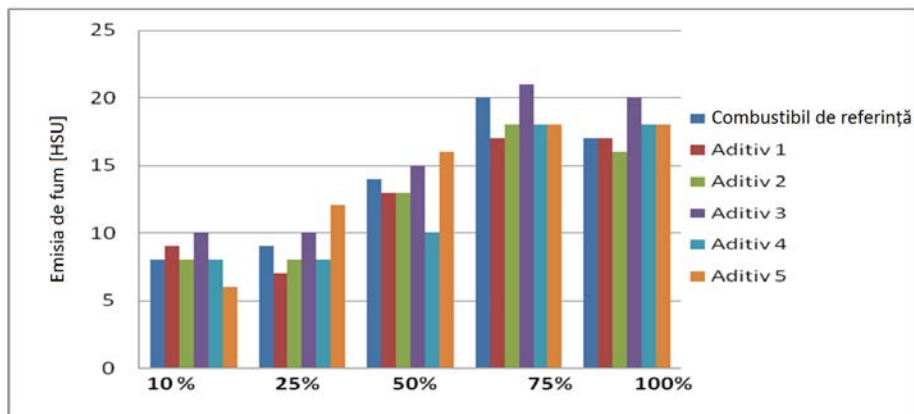


Fig. 1.29. Emisiile de fum la turația de 2700 rpm la diferite sarcini

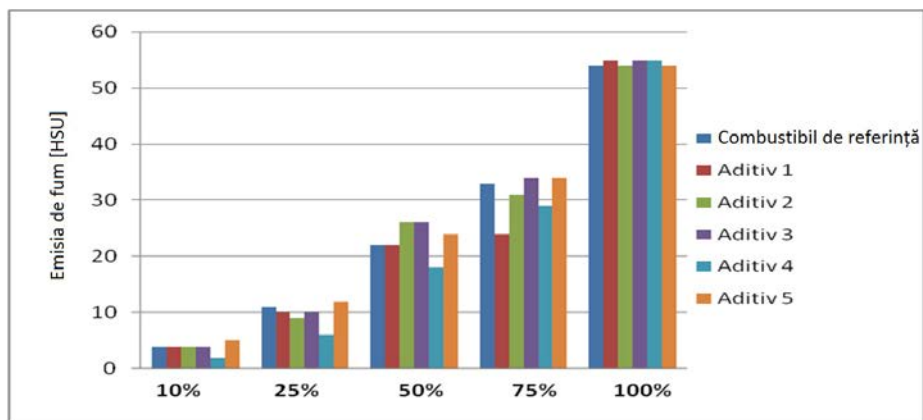


Fig. 1.30. Emisiile de fum la turația de 1800 rpm la diferite sarcini

Concluziile cercetării au evidențiat faptul că trei din cei cinci aditivi, și anume cei numiți A4, A1 și A2 au efectul de a reduce fumul, în concentrațiile studiate, în procent de 8-10%.

Finanțarea a fost făcută în baza contractelor cu Ministerul Educației și Cercetării, rezultatele despre reducerea conținutului de sulf fiind publicate în monografia Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere, iar cele despre aditivi în articolul Investigations of collateral effects of fuel additives on diesel engine smoke emissions, publicat în Buletinul Științific al Universității Transilvania, seria Științe inginerești, vol.6 (55), nr.1, 2013, revistă indexată în baze de date internaționale (BDI).

1.4. CICLURI DE MĂSURARE A EMISIILOR POLUANTE

Pentru măsurarea emisiilor poluante ale motoarelor se folosesc cicluri de încercare care au fost concepute având în vedere respectarea unor criterii, cum ar fi reprezentativitatea, simplitatea, reproductibilitatea, durata scurtă și costul redus. Din dorința de unificare și simplificare s-a ajuns la o interpretare deformată a ciclurilor de încercare din cauza neglijării specificului dat de destinația motorului/autovehiculului. De exemplu, testul de încercare pentru autovehicule grele, creat în urma regimometrării unor autocamioane în parcurs interurban, nu este reprezentativ pentru funcționarea unui autobuz urban, deși ambele aparțin aceleiași categorii de vehicul clasată după masă; limita emisiei de NO_x impusă autobuzului nu va fi niciodată depășită, ținând cont că acesta funcționează o mare parte din timp la sarcini și turații mici, ceea ce înseamnă că generează emisii de NO_x mici.

Termenul de destinație a unui autovehicul cuprinde implicit o serie de informații referitoare la traseul caracteristic și la tipul serviciului, informații care generează o serie de mărimi specifice cuprinse în ciclul de solicitări caracteristic. Pe baza măsurătorilor de sarcină și turație, prin regimometrare, se poate determina pentru un traseu și un tip de serviciu dat, repartitia temporală a regimurilor de funcționare, ceea ce conduce la posibilitatea construirii unui ciclu de încercări reprezentativ pentru "destinația" dată, ciclu care este reprezentativ pentru întreaga durată de funcționare a autovehiculului, atât din punct de vedere al solicitărilor cât și al emisiilor poluante. Am susținut criteriul diversificării ciclurilor de încercare ale motoarelor funcție de natura utilizării, pe care l-am aplicat pentru circulația un autovehicul în condițiile specifice drumurilor din țară. În cele ce urmează se prezintă o metodă de alcătuire a ciclurilor de încercare în care sunt construite 5 cicluri reprezentative de măsurare a emisiilor poluante funcție de destinația autovehiculului. Pentru susținerea observației referitoare la necesitatea diversificării ciclurilor de încercare, am analizat regimurile de funcționare ale aceluiași motor care a parcurs trasee caracteristice diferite, pe baza regimometrărilor unui autovehicul tip ARO - 240, în condițiile circulației: [41]

- 1 - circulație urbană
- 2 - circulație pe autostradă
- 3 - circulație pe drumuri de munte
- 4 - circulație pe drumuri modernizate

Cel de-al cincilea ciclu de încercare reprezintă ciclul reprezentativ de funcționare al unui autobuz urban care s-a obținut prin impunerea unor condiții speciale asupra ciclului ridicat în circulație urbană (1), caz ce va fi analizat separat.

Regimurile s-au clasat după trei variabile turația motorului, sarcina motorului și durata de funcționare, fiind făcută pentru fiecare traseu o repartiție pe 7 intervale de sarcină și 6 intervale turație conform tabelelor 1.11 – 1.14.

Tabelul 1.11 - Duratele de funcționare [s] pe intervale de sarcina și turație și ponderile [%] acestora din durata totală din parcursul urban

Coeficient de sarcină	Domeniu de turații rot min	850- 1400	1400 -1760	1760 - 2120	2120 - 2480	2480 - 2840	2840 - 3200	Durata totală de funcționare la sarcina respectivă
0		1811s 15,2%	119s 1%	60s 0,5%	36s 0,3%	24s 0,2%	24s 0,2%	2074s 17,4%
(0 - 1 / 6		595s 5%	1655s 13,9%	1367s 11,5%	657s 5,5%	261s 2,2%	37s 0,3%	4572 s 38,4%
1 / 6 - 2 / 6		102s 0,86%	449s 3,8%	632s 5,3%	367s 3,08%	122s 1,02%	41s 0,34%	1713s 14,4%
2 / 6 - 3 / 6		102s 0,86%	469s 3,9%	571s 4,8%	285s 2,4%	122s 1,02%	20s 0,17%	1569s 13,2%
3 / 6 - 4 / 6		61s 0,5%	204s 1,7%	245s 2,06%	163s 1,4%	61s 0,5%	20s 0,17%	754s 6,3%
4 / 6 - 5 / 6		61s 0,5%	122s 1%	245s 2,06%	265s 2,2%	163s 1,4%	20s 0,17%	876s 7,4%
5 / 6 - 6 / 6		30s 0,25%	41s 0,3%	51s 0,43%	102s 0,85%	82s 0,69%	30s 0,25%	337s 2,8%
Durata totală de funcționare la turația respectivă		762s 23,2%	3059s 25,7%	3171s 26,7%	1875s 15,7%	835s 7%	192s 1,6%	11894s 100%

Tabelul 1.12 - Duratele de funcționare [s] pe intervale de sarcina și turație și ponderile [%] acestora din durata totală din parcursul pe autostradă

Coeficient de sarcină	Domeniu de turații rot min	850- 1400	1400 -1760	1760 - 2120	2120 - 2480	2480 - 2840	2840 - 3200	Durata totală de funcționare la sarcina respectivă
0 - 1 / 6		30s 0,44%	20s 0,29%	30s 0,44%	40s 0,58%	60s 0,87%	20s 0,29%	200s 2,9%
1 / 6 - 2 / 6		20s 0,29%	0s 0%	20s 0,29%	20s 0,29%	81s 1,18%	20s 0,29%	161s 2,4%
2 / 6 - 3 / 6		20s 0,29%	20s 0,29%	30s 0,44%	60s 0,87%	243s 3,5%	60s 0,87%	433s 6,3%
3 / 6 - 4 / 6		20s 0,29%	0s 0%	20s 0,29%	101s 1,46%	506s 7,35%	101s 1,46%	747s 10,9%
4 / 6 - 5 / 6		60s 0,87%	20s 0,29%	60s 0,87%	243s 3,5%	3542s 51,5%	668s 9,7%	4593s 66,7%
5 / 6 - 6 / 6		20s 0,29%	40s 0,58%	20s 0,29%	40s 0,58%	202s 2,9%	425s 6,2%	747s 10,8%
Durata totală de funcționare la turația respectivă		170s 2,47%	100s 1,45%	180s 2,6%	504s 7,3%	4634s 67,3%	1294s 18,8%	6881s 100%

Observație: Mersul în gol s-a neglijat (durează sub 0,1 % din acest parcurs)

Tabelul 1.13 - Duratele de funcționare [s] pe intervale de sarcina și turație și ponderile [%] acestora din durata totală din parcursul pe drumuri de munte

Domeniu de turații rot min Coeficient de sarcină	850 - 1400	1400 - 1760	1760 - 2120	2120 - 2480	2480 - 2840	2840 - 3200	Durata totală de funcționare la sarcina respectivă
0	147s 1%	208s 1,5%	147s 1%	147s 1%	74s 0,5%	13s 0,09%	736s 5%
(0 - 1 / 6	917s 6,2%	1041s 7,5%	1176s 8%	617s 4,2%	147s 1%	15s 0,1%	3913s 26,7%
1 / 6 - 2 / 6	186s 1,27%	557s 3,8%	762s 5,2%	446s 3%	93s 0,63%	18s 0,12%	2062s 14,09%
2 / 6 - 3 / 6	111s 0,75%	409s 2,8%	762s 5,2%	520s 3,5%	130s 0,8%	18s 0,12%	1950s 13,3%
3 / 6 - 4 / 6	93s 0,63%	353s 2,4%	539s 3,7%	427s 3%	167s 1,1%	36s 0,24%	1615s 11,1%
4 / 6 - 5 / 6	74s 0,5%	465s 3,2%	1115s 7,6%	1152s 7,8%	557s 3,8%	56s 0,8%	3419s 23,3%
5 / 6 - 6 / 6	37s 0,25%	93s 0,63%	372s 2,5%	335s 2,3%	74s 0,5%	36s 0,24%	947s 6,4%
Durata totală de funcționare la turația respectivă	1560s 10,7%	3122s 21,3%	4870s 33,3%	3642s 24,9%	1244s 8,5%	192s 1,3%	14630s 100%

Tabelul 1.14 - Duratele de funcționare [s] pe intervale de sarcina și turație și ponderile [%] acestora din durata totală din parcursul pe drumuri modernizate

Domeniu de turații rot min Coeficient de sarcină	850 - 1400	1400 - 1760	1760 - 2120	2120 - 2480	2480 - 2840	2840 - 3200	Durata totală de funcționare la sarcina respectivă
0	179s 0,4%	450s 1%	450s 1%	403s 0,9%	403s 0,9%	225s 0,5%	2110s 4,7%
(0 - 1 / 6	1120s 2,5%	1974s 4,4%	3747s 8,5%	3495s 7,8%	1479s 3,3%	544s 1,1%	12353s 28%
1 / 6 - 2 / 6	75s 0,17%	125s 0,28%	1300s 2,9%	1650s 3,7%	950s 2,1%	75s 0,17%	4175s 9,4%
2 / 6 - 3 / 6	75s 0,17%	600s 1,36%	1250s 2,8%	1850s 4,2%	1300s 2,9%	350s 0,79%	5425s 12,3%
3 / 6 - 4 / 6	75s 0,17%	350s 0,79%	1100s 2,5%	1400s 3,2%	1000s 2,2%	300s 0,68%	4225s 9,6%
4 / 6 - 5 / 6	75s 0,17%	450s 1,02%	2350s 5,3%	4300s 9,77%	2850s 6,47%	600s 1,36%	10625s 24,1%
5 / 6 - 6 / 6	75s 0,17%	150s 0,34%	650s 1,47%	2100s 4,8%	1700s 3,86%	600s 1,36%	5275s 12%
Durata totală de funcționare la turația respectivă	1675s 3,8%	4075s 9,3%	10837s 24,6%	15150s 34,4%	9650s 21,9%	2625s 5,9%	44012s 100%

Elaborarea unui ciclu de încercare reprezentativ necesită un algoritm de selectare a celor mai reprezentative regimuri din totalul regimurilor considerate; folosirea unui ciclu format din (7x6) 42 de regimuri de funcționare este scumpă și de durată. De aceea trebuie aplicată o metodă de selectare și de concentrare a regimurilor alese astfel ca reprezentativitatea să nu fie alterată.

Am folosit două proceduri de construire a unor cicluri reprezentative care folosesc două metode de selectare denumite metoda filtrării și metoda repartiției proporționale; prima metodă pornește de la considerentul că se pot neglija o parte din regimurile de funcționare a căror pondere este foarte mică și deci nereprezentativă față de durata totală a ciclului; cea de-a doua metodă urmărește împărțirea printr-un proces iterativ a celor mai mici ponderi din matricea duratelor către valorile cele mai mari, fără a neglija nici un regim. Exemplele de calcul prezentate în continuare au rezultat în urma prelucrărilor în cele două situații:

a) Aplicarea metodei filtrării. Pentru exemplele considerate s-a presupus în primă fază neglijarea regimurilor cu pondere sub 1% , iar în faza următoare a regimurilor cu pondere sub 2%. Metoda filtrării trebuie aplicată cu discernământ pentru că la o repartiție quasi-uniformă a duratelor de funcționare există pericolul pierderii reprezentativității (100% repartizat la 42 de regimuri desemnează 2,4% ceea ce înseamnă că nu se pot determina cu adevărat regimurile reprezentative în acest caz). Rezolvarea acestei probleme se poate face prin adăugarea unei condiții de reprezentativitate care limitează la un procent dat suma ponderilor regimurilor neglijate. În cazul acestei analize, procentul este de 20% [11] și a fost dedus din măsurarea emisiilor poluante 'în situ' comparativ cu estimările ciclurilor de încercare și care constată o diferență între cele două seturi de mărimi de până la 20% ; astfel, se va considera că un ciclu este reprezentativ dacă însumarea procentelor de funcționare a regimurilor considerate reprezentative nu este mai mică decât 80 % din durata de funcționare în toate regimurile. În prima fază se aplică metoda filtrării prin care se neglijează acele regimuri a căror pondere este mai mică decât 1 % din durata totală de funcționare. Prin acest procedeu se reduce numărul regimurilor de la 42 la 22, 10, 26, și respectiv 27. Prin prima filtrare reprezentativitatea se menține ridicată, fiind neglijate numai 8,3 % , 11,2 % , 6,8 % și respectiv 6,6 % din durata totală de funcționare.

Aplicându-se o filtrare de 2 % sunt neglijate 16,9 % , 15,3 % , 14,7 % și respectiv 16,3 % rămânând doar 15, 7, 19 și respectiv 19 regimuri.

Analiza numărului de trepte în care urmează să fie încercat motorul denotă că este necesar să se aplice un criteriu de concentrare și rotunjire empiric prin care valorile cele mai mici sunt concentrate; rotunjirea a urmărit refacerea procentului de 100% duratei totale. Ciclurile de încercare rezultate au configurația următoare, cu observația că turația regimului de funcționare a fost exprimată și în funcție de turația nominală n .

Tabelul 1.15 - Ciclul de încercare reprezentativ pentru parcursul urban

Coeficient de sarcină	Domeniu de turații	850	1240	1600	1940	2300	2660	3020
	$\frac{rot}{min}$	0,25n	0,37n	0,5n	0,6n	0,7n	0,83n	0,95n
0		20%						
1 / 6			5%	15%	15%	5%	5%	
2 / 6				5%	5%	5%		
3 / 6				5%	5%	5%		
4 / 6					5%			
5 / 6								

Tabelul 1.16 - Ciclul de încercare reprezentativ pentru parcursul pe autostradă

Domeniu de turații $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$	850 0,25n	1240 0,37n	1600 0,5n	1940 0,6n	2300 0,7n	2660 0,83n	3020 0,95n
Coeficient de sarcină							
0	5%						
1 / 6							
2 / 6							
3 / 6						5%	
4 / 6						5%	
5 / 6					5%	55%	10%
6 / 6						5%	10%

Tabelul 1.17. Ciclul de încercare reprezentativ pentru parcursul pe drumuri de munte

Domeniu de turații $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$	850 0,25n	1240 0,37n	1600 0,5n	1940 0,6n	2300 0,7n	2660 0,83n	3020 0,95n
Coeficient de sarcină							
0	10%						
1 / 6		5%	10%	10%	5%		
2 / 6			5%	5%			
3 / 6				5%	5%		
4 / 6				5%			
5 / 6				10%	10%	5%	
6 / 6				5%			

Tabelul 1.18 - Ciclul de încercare reprezentativ pentru parcursul pe drumuri modernizate

Domeniu de turații $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$	850 0,25n	1240 0,37n	1600 0,5n	1940 0,6n	2300 0,7n	2660 0,83n	3020 0,95n
Coeficient de sarcină							
0	10%						
1 / 6			5%	10%	10%	5%	
2 / 6					10%		
3 / 6					10%		
4 / 6					10%		
5 / 6				5%	10%	5%	
6 / 6					5%	5%	

S-au construit astfel 4 cicluri de încercare definite tabelar prin regimurile corespunzătoare și prin ponderile acestora. Metoda are un grad ridicat de subiectivitate datorită neglijării unor regimuri și datorită rotunjirii și concentrării unor regimuri într-unul singur; deși sunt construite într-o manieră empirică, ele respectă condițiile anterior impuse ciclurilor de măsurare a emisiilor poluante.

b) Aplicarea metodei repartitiei proporționale

Pentru evitarea subiectivismului metodei filtrării s-a imaginat o metodă originală de concentrare a ponderii regimurilor de funcționare prin care se renunță la eliminarea regimurilor cu pondere foarte mică, acestea fiind distribuite regimurilor proxime. În acest scop se alcătuiește matricea ponderilor, de coordonate i și j , coordonate care definesc regimul de funcționare.

Dacă se consideră distribuția uniformă a regimurilor de funcționare (cu intervale egale de turație și coeficienți de sarcină echidistanți, atunci indicele i reprezintă variabila turație iar j reprezintă variabila coeficient de sarcină.

Se determină iterativ valoarea minimă a ponderilor din matrice care se redistribuie celorlalte ponderi, direct proporțional cu acestea din urmă și invers proporțional cu distanța de la poziția lor la poziția valorii minime. Așadar, după redistribuirea valorii minime, ponderea existentă în poziția respectivă se anulează. Se păstrează, pe de-altă parte suma (100 %) a ponderilor ceea ce reprezintă un avantaj față de metoda prezentată anterior.

Operația e deci o accentuare a ponderilor mari cu estomparea celor mici.

Acest proces se repetă iterativ de n ori, n fiind numărul de trepte considerate semnificative pentru ciclul respectiv.

Se obține astfel o matrice cu n valori nenule. Funcție de gradul de reprezentativitate dorit, poate fi căutat un optim al parametrului n .

Programul de calcul e prezentat mai jos, cu următoarele etape:

1. Se identifică valoarea minimă nenulă.
2. Se calculează, sub forma unui vector linie cu 2 elemente, coordonatele minimumului nenul ($minNN$); dacă mai multe elemente au valoarea $minNN$, localizarea se face la sud-est.
3. Se calculează baza pentru sumarea ponderată astfel încât suma procentajelor să rămână 100. Ponderea redistribuirii $minNN$ către vecini este direct proporțională cu valoarea acestora și invers proporțională cu distanța până la ei.

Metoda se exemplifică pentru matricea B a ciclului urban (a se vedea tabelul 1.11); grup(B) reprezintă deci B cu o primă redistribuire a $minNN$. Procedura, al cărei rezultat a fost denumit REGRUP, reprezintă un număr de n redistribuiri.

Comparând cu metoda filtrării, rezultatul (REGRUP) al metodei propuse este asemănător cu cel cuprins în tabelul 1.15.

$$B := \begin{bmatrix} 15.1 & .1 & 1 & .5 & .3 & .2 & .2 \\ .5 & 4.5 & 13.9 & 11.5 & 5.5 & 2.2 & .3 \\ .4 & .46 & 3.8 & 5.3 & 3.08 & 1.02 & .34 \\ .4 & .46 & 3.9 & 4.8 & 2.4 & 1.02 & .17 \\ .25 & .25 & 1.7 & 2.06 & 1.4 & .5 & .17 \\ .25 & .25 & 1 & 2.06 & 2.2 & 1.4 & .17 \\ .1 & .15 & .3 & .43 & .85 & .69 & .25 \end{bmatrix}$$

Prin comanda „regrupării“ dată de 36 de ori, din cele 49 de elemente nenule inițiale rămân 13, iar matricea REGRUP reprezintă matricea cu ponderile temporale ale celor 13 trepte de încercare în ciclul urban.

$$\text{REGRUP} = \begin{bmatrix} 17.684 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 5.535 & 17.355 & 14.575 & 7.239 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4.865 & 6.879 & 4.14 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5.259 & 6.525 & 3.353 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.041 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 3.33 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\sum_{i=0}^6 \sum_{j=0}^6 B_{i,j} = 99.76 \quad \sum_{i=0}^6 \sum_{j=0}^6 \text{REGRUP}_{i,j} = 99.76$$

Ciclul rezultat este reprezentat în figura 1.31, având coordonatele sarcină, turație și ponderile regimurilor de funcționare alese.

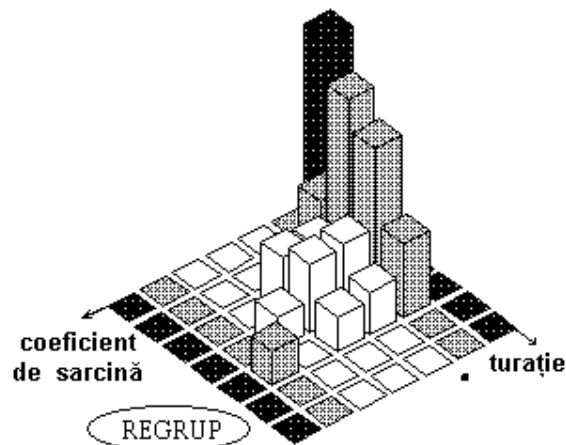


Fig. 1.31 Ciclul reprezentativ pentru parcursul urban

Aceași metodă se poate aplica și celorlalte cicluri de încercări; pentru simplificare se prezintă numai matricele ce definesc ponderile regimurilor funcționale ca și ilustrarea lor în figurile 1.32–1.34 pentru regimurile de funcționare pe autostradă, pe drumuri de munte și respectiv, pe drumuri modernizate.

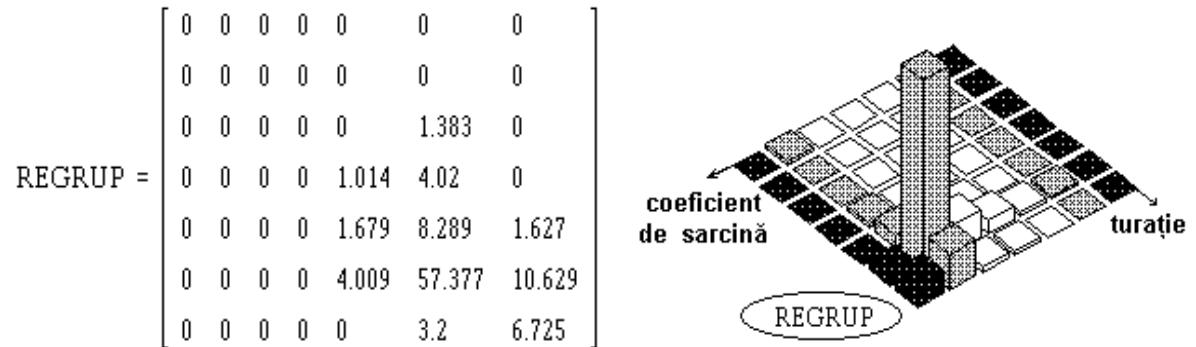


Fig. 1.32 Matricea și ciclul reprezentativ pentru parcursul pe autostradă

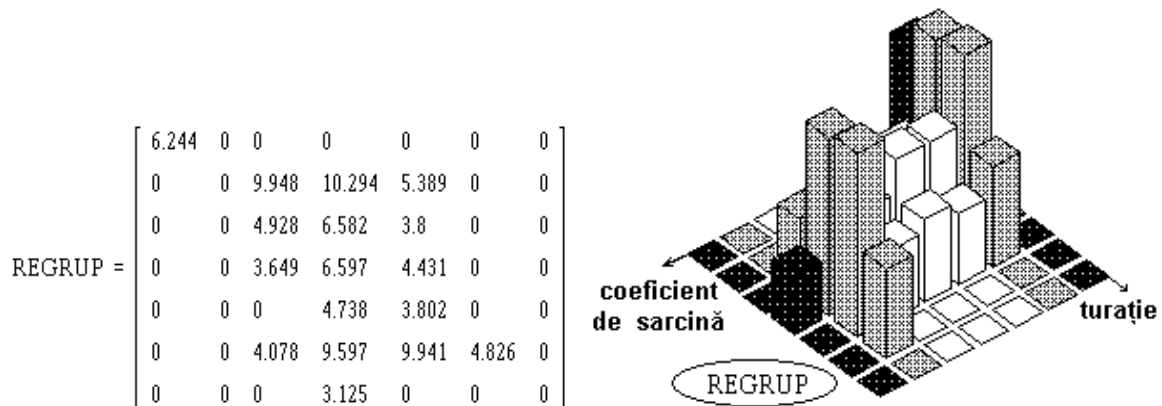


Fig. 1.33 Matricea și ciclul reprezentativ pentru parcursul pe drumuri montane

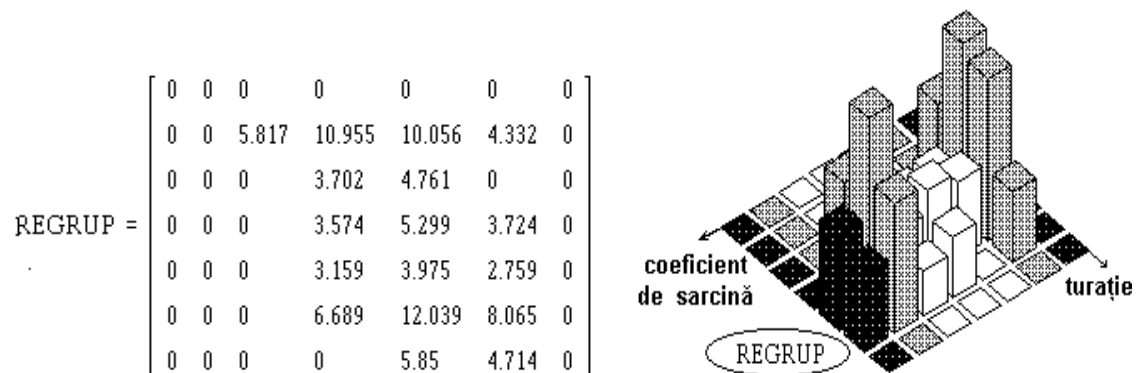


Fig. 1.34 Matricea și ciclul reprezentativ pentru parcursul pe drumuri modernizate

Asupra corectitudinii alegerii regimurilor considerate ca regimuri reprezentative se pot face următoarele considerații: împărțirea în intervale destul de mici a câmpului de coordonate sarcină și turație duce la selectarea riguroasă a regimurilor reprezentative; ele se consideră concentrate în mijlocul intervalelor considerate; analiza matricelor REGRUP conduce la observația că natura diferită a destinației înseamnă ponderi foarte diferite ale regimurilor de încercare; mai mult, acestea de cele mai multe ori nu coincid. În cazul măsurării emisiilor poluante devine astfel discutabil modelul tradițional care considera ca turații reprezentative ale funcționării unui motor mersul în gol, turația cuplului maxim și turația nominală.

Rezultatele măsurărilor au arătat că, pentru fiecare traseu caracteristic, există câteva regimuri de turație și de sarcină mult mai frecvent utilizate decât celelalte. Se observă că în circulația urbană predomină turațiile mici și sarcini reduse. Pe autostradă predomină turațiile și sarcinile ridicate care sunt utilizate circa 95 % din timp. Pe drumurile modernizate și de munte majoritatea timpului se circulă la turații medii în jurul cuplului motor maxim cu sarcini spre limita superioară, alternând cu sarcinile mici.

Compararea ciclurilor rezultate prin cele două metode denotă o bună corespondență; diferențele care apar datorându-se în primul rând rotunjirilor aplicate și diferenței date de numărul de trepte acceptat pentru fiecare ciclu în parte.

Cazul particular al autobuzului urban

Pentru ciclul reprezentativ al autobuzului, peste matricea funcționării în regim urban trebuie suprapus un filtru care să țină cont de regimul de oprire din stație în stație, ceea ce înseamnă că ciclul propus pentru funcționare urbană trebuie modificat astfel încât să se țină seamă de durata opririi în stație și de durata accelerării și decelerării la plecarea și respectiv sosirea în stație. Schematic, durata funcționării între două stații e alcătuită din durata funcționării în parcursul urban în regim stabilizat (d_s), din durata opririi în stație (d_o) și din durata accelerării (d_a) și decelerării (d_d):

$$d = d_s + d_o + d_a + d_d \quad (1.14)$$

Măsurarea statistică a acestor durate pentru autobuzele urbane din orașul Brașov a atribuit următoarele valori mărimilor descrise: $d_o = 20s$, $d_a = d_d = 10s$, $d_s = 40s$, $d = 80s$. Se observă astfel că, în ciclul urban considerat, se modifică ponderea funcționării în regimul de mers în gol (crește cu 25 % datorită funcționării motorului în gol la oprirea în stații și ponderea funcționării în regimurile de sarcini și turații mici crește cu 25 % datorită funcționării motorului la plecarea și la oprirea în stație). Noul ciclu urban special pentru autobuze are componența arătată în tabelul 1.19, acesta caracterizând mai corect funcționarea pe această aplicație; același principiu de modificare se poate aplica și în cazul autovehiculelor cu funcționare „din poartă în poartă”, cum ar fi autogunoierele.

Ponderile din tabelul 1.19 au fost obținute având ca date inițiale valorile din tabelul 1.15 la care s-au făcut următoarele modificări: la regimul de mers în gol datorită funcționării la oprirea în stații s-a mărit ponderea la 45% și s-au micșorat ponderile de la regimurile de funcționare cu turații și sarcini mari.

Tabelul 1.19 Ciclul reprezentativ pentru autobuze urbane

Coeficient de sarcină	Domeniu de turații rot min	850	1240	1600	1940	2300	2660	3020
		0,25n	0,37n	0,5n	0,6n	0,7n	0,83n	0,95n
0		45%						
1 / 6			5%	15%	15%	5%		
2 / 6				5%	5%			
3 / 6				5%				
4 / 6								
5 / 6								
6 / 6								

Tabelul 1.19 sugerează faptul că motoarele care echipează autobuzele nu sunt solicitate constant în regimuri de sarcini mari, rezerva de putere fiindu-le necesară numai pentru accelerări și decelerări rapide.

Ciclurile propuse au fost recunoscute de Comisia Tehnico Economică a INAR și au fost introduse în procedurile din Manualul Calității, fiind utilizate ca instrumente mult mai sensibile de apreciere a emisiilor poluante; câteva cercetări ulterioare în care le-am aplicat au fost studiul catalizatorilor de oxidare, a sistemelor SCR (cap. 1.1.2), a filtrelor de particule cu monolit ceramic (cap. 1.1.3.2) și cu fibre ceramice (cap.1.1.3.3).

1.5. INDICATORI DE TOXICITATE

Pentru aprecierea toxicității globale a emisiilor poluante din gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă am introdus un indicator care să ia în considerație toxicitatea diferită a celor patru poluanți limitați prin norme: CO, HC, NO_x și PT. Acesta este un coeficient adimensional care caracterizează efectul global de toxicitate al emisiilor corespunzătoare funcționării unui motor dat și care poate fi utilizat la compararea nivelului emisiilor poluante produse de motoare diferite.

Evaluarea toxicității globale a gazelor de evacuare se face de obicei prin coeficienți care iau în considerație efectele compușilor toxici și caracterul nociv al acestor componenți raportat la toxicitatea monoxidului de carbon (CO). Astfel, toxicitatea globală poate fi evaluată luând în considerare componenți cum ar fi benzo(a)pirena, formaldehidele, plumbul, care nu sunt cuprinși în legislațiile privitoare la emisiile poluante ale mijloacelor de transport. Coeficientul global definit are o semnificație mai puțin tehnică și mai mult legată de protecția mediului înconjurător. Forma generală a acestui coeficient ponderat de toxicitate denumit WTI (de la inițialele cuvintelor Weighted Toxicity Index este următoarea:

$$WTI = \frac{\sum_j K_j \cdot m_j}{\sum_j m_j} \quad (1.15),$$

în care j este poluantul considerat, m_j-masa poluantului j, iar K_j-coeficientul de toxicitate al poluantului j.

Lista poluanților selectați conține în prezent CO, HC, NO_x (pentru motoarele cu aprindere prin scânteie), având în plus particulele, PT, pentru motoarele cu aprindere prin comprimare.

Pentru motoarele diesel, considerând legislațiile antipoluare cele mai răspândite care conțin limitări clare ale poluanților menționați, acest coeficient evaluează efectele asupra mediului produse de poluanții legiferati într-o manieră tehnică, având formula:

$$WTI = \frac{K_{CO} \cdot m_{CO} + K_{NOx} \cdot m_{NOx} + K_{HC} \cdot m_{HC} + K_{PT} \cdot m_{PT}}{m_{CO} + m_{NOx} + m_{HC} + m_{PT}} \quad (1.16)$$

în care:

K_{CO} , K_{NOx} , K_{HC} , K_{PT} - coeficienți specifici de toxicitate ai fiecărui poluant considerat, definiți într-o scară de toxicitate funcție de efectele produse de poluantul respectiv asupra sănătății și asupra mediului înconjurător ;
 m_{CO} , m_{NOx} , m_{HC} , m_{PT} - masele poluanților respectivi

De obicei se consideră toxicitatea poluanților raportată la toxicitatea monoxidului de carbon CO, deci $K_{CO} = 1$ și $K'_{NOx} = K_{NOx} / K_{CO}$ etc.

$$WTI = \frac{m_{CO} + K'_{NOx} \cdot m_{NOx} + K'_{HC} \cdot m_{HC} + K'_{PT} \cdot m_{PT}}{m_{CO} + m_{HC} + m_{NOx} + m_{PT}} \quad (1.17)$$

Coeficienții K'_{NOx} , K'_{HC} , K'_{PT} reprezintă coeficienții specifici de toxicitate raportați la toxicitatea CO, considerată ca referință.

Determinarea coeficienților K' reprezintă o sarcină dificilă cauzată de faptul că evaluarea nocivității poluanților este în mare măsură subiectivă, statistică.

Literatura de specialitate cuprinde patru valori diferite ale acestor coeficienți, după [11]:

Tabelul 1.20. Valorile coeficienților specifici de toxicitate K'

K'_{HC}	K'_{NOx}	K'_{PT}
8,29	8,5	34
2,072	77,82	106,7
2	35,29	60
1	20	40

Analizând valorile lui K' se poate observa cât de disperse sunt opiniile acestor surse.

La limită se poate extrage totuși o inegalitate care dă o informație calitativă asupra nocivității poluanților discutați:

$$1 \leq K'_{HC} \leq K'_{NO_x} \leq K'_{PT} \quad (1.18)$$

Ca urmare a datelor din tabelul 1.20 rezultă că indicele WTI poate avea 4 valori funcție de coeficienții K' adoptați.

Aplicarea acestor indici s-a făcut pentru următoarele cazuri particulare:

a. Compararea toxicității regimurilor componente în standardul Reg.49

Pentru emisiile poluante produse de motorul diesel tip RENAULT MIDR 06 3540 N/3 au fost determinate concentrațiile de CO, HC, NO_x și PT, cu echivalența formulei (1.10), pentru cele 13 regimuri de testare conform prevederilor Reg. CEE-ONU 49.02, fiind aplicați coeficienții K' corespunzători primului rând din tabelul 1.20.

Calculul indicelui WTI a fost denumit WTI1 (după primul rând), valorile sale fiind reprezentate în figura 1.35; graficul are în planul orizontal coordonatele turație (rot/min) și coeficient de sarcină (% din sarcina nominală), iar pe verticală WTI1.

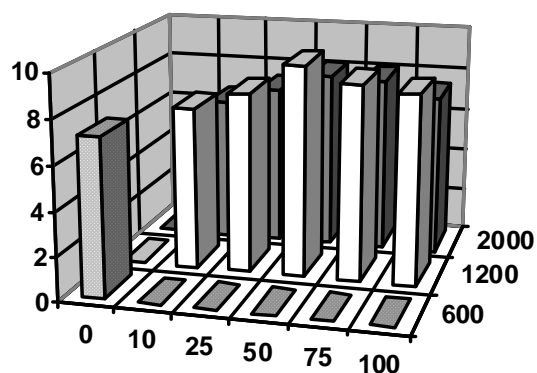


Fig.1.35 Indicele de toxicitate WTI1 pentru diferite regimuri de funcționare [11]

b. Studiul extins al curbelor de toxicitate

Pentru trasarea mai exactă a graficelor WTI s-au efectuat măsurări într-un număr de 96 de regimuri care au fost stabilite conform teoriei ciclurilor dezvoltate în capitolul 1.4 pe un alt motor diesel produs la Roman Brașov, 550-L6-DT.

Cu ajutorul coeficienților WTI s-au determinat cartogramele de toxicitate globală WTI, iar calculele au fost efectuate conform algoritmului descris mai jos, formulele fiind specifice standardului Reg.49 [28]

$$\begin{aligned}
k &:= 0..95 \quad j := 0..3 \\
p &:= \text{READPRN}(p_) \quad n := \text{READPRN}(n_) \quad V := \text{READPRN}(V_) \quad \text{HC} := \text{READPRN}(\text{HC}_) \\
\text{CO} &:= \text{READPRN}(\text{CO}_) \quad \text{NOx} := \text{READPRN}(\text{NOx}_) \quad f := \text{READPRN}(f_) \\
\text{PT}_k &:= -0.349 \cdot \ln\left(1 - \frac{f_k}{100}\right) \quad \text{V}_{1\text{ex}_k} := 0.975 \cdot V_k \quad \text{V}_{2\text{ex}_k} := 1.025 \cdot V_k \quad \text{COM}_k := 0.00125 \cdot \text{CO}_k \cdot \text{V}_{1\text{ex}_k} \\
\text{HCM}_k &:= 0.000618 \cdot \text{HC}_k \cdot \text{V}_{2\text{ex}_k} \quad \text{NOxM}_k := 0.00205 \cdot \text{NOx}_k \cdot \text{V}_{2\text{ex}_k} \quad \text{PTM}_k := \text{PT}_k \cdot \text{V}_{2\text{ex}_k}
\end{aligned} \tag{1.19}$$

Mărimile au următoarele semnificații:

- k - numărul regimului de încercare;
- p - presiunea medie efectivă;
- n - turația motorului;
- V - debitul volumic de aer;
- HC, CO, NO_x - concentrația de poluant în ppm din gazele de evacuare;
- f - cifra de fum în unități Hartridge;
- PT - concentrația de particule, în g/m³;
- V_{1ex} - volumul de gaze de evacuare (condiții uscate);
- V_{2ex} - volumul de gaze de evacuare (condiții umede);
- HCM, COM, NOxM- concentrația de poluanți, în g / h.

Pentru a nu se confunda k din algoritmul curent cu coeficienții K' s-au atribuit matricei coeficienților K' literele A, B și C, rezultând următoarea formulă pentru WTI:

$$A := \begin{bmatrix} 34 \\ 106.7 \\ 60 \\ 40 \end{bmatrix} \quad B := \begin{bmatrix} 8.5 \\ 77.82 \\ 35.29 \\ 20 \end{bmatrix} \quad C := \begin{bmatrix} 8.29 \\ 2.072 \\ 2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \text{WTI}_{j,k} := \frac{\text{COM}_k + A_j \cdot \text{PTM}_k + B_j \cdot \text{NOxM}_k + C_j \cdot \text{HCM}_k}{\text{COM}_k + \text{PTM}_k + \text{NOxM}_k + \text{HCM}_k} \tag{1.20}$$

Pentru cele 4 valori ale coeficienților specifici de toxicitate au fost calculați coeficienții ponderați de toxicitate WTI1, WTI2, WTI3 și WTI4 care sunt reprezentați grafic funcție de sarcină și turație în figurile 1.36-1.39.

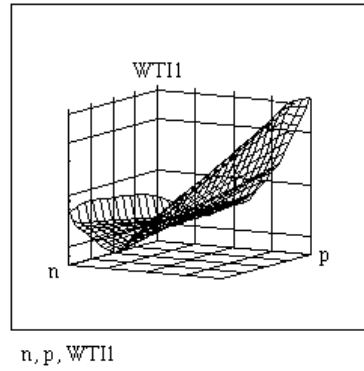
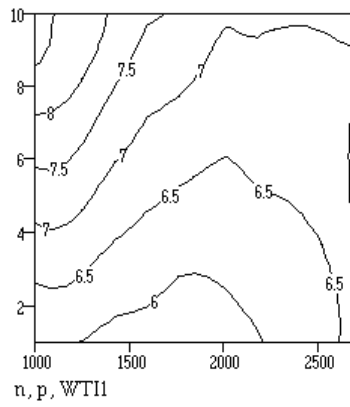


Fig.1.36 Reprezentarea indicatorului WT11

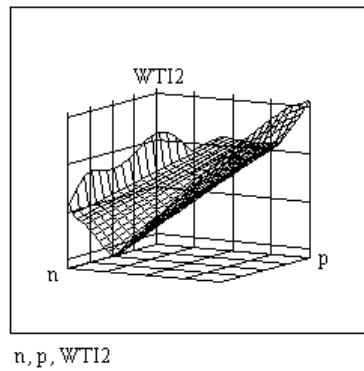
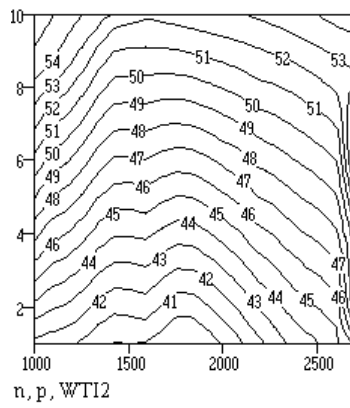


Fig.1.37 Reprezentarea indicatorului WT12

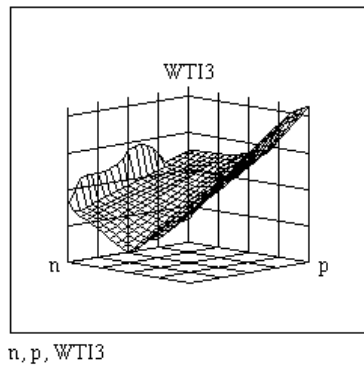
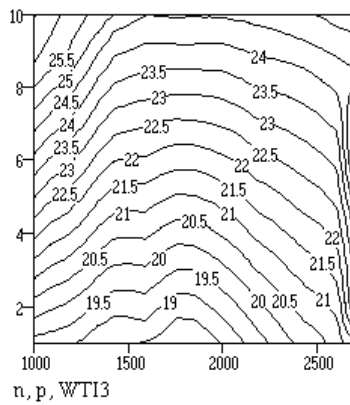


Fig. 1.38 Reprezentarea indicatorului WT13

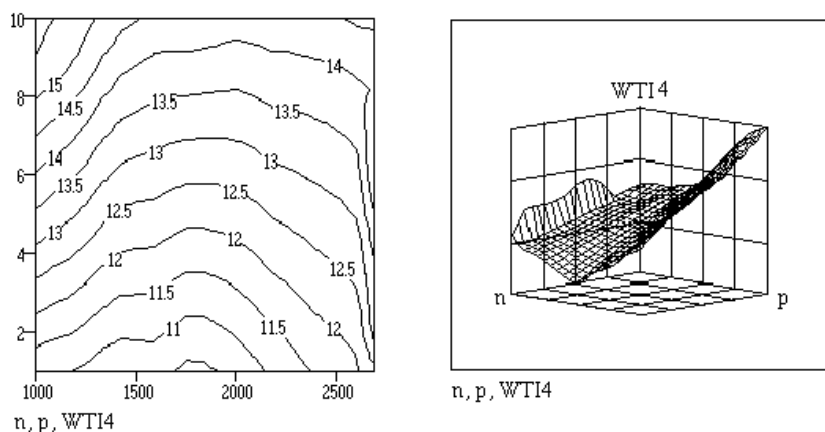


Fig.1.39 Reprezentarea indicatorului WTI4

Se observă că deși valorile WTI sunt diferite datorită coeficienților K' diferiți, alura curbelor este asemănătoare ilustrând două tendințe:

- tendința de creștere a efectelor poluante odată cu sarcina;
- tendința de creștere a efectelor poluante la regimurile caracterizate de sarcini mari și turații reduse.

c. Aprecierea poluării globale pe durata de viață a unei aplicații

Coeficienții K' se pot folosi la aprecierea globală a poluării chimice produse de un motor sau de oricare sursă de ardere cu funcționare variabilă, de-a lungul întregii sale durate de viață.

Se consideră că motorul cărui i se cunoaște cartograma emisiilor specifică destinației sale parcurge ciclul reprezentativ până la epuizarea duratei sale de viață; astfel emisiia totală a acestui motor:

$$E_t = r E_c \quad (1.21)$$

E_t - emisiia poluantă echivalentă a unui motor pe întreaga sa durată de viață;

r - numărul de cicluri reprezentative parcurse până la epuizarea duratei de viață;

$$r = D_t / D_c \quad (1.22)$$

D_t - durata totală de viață (ore);

D_c - durata ciclului reprezentativ (ore);

E_c - emisiia poluantă echivalentă (exprimată în unități CO) a ciclului reprezentativ.

d. Aprecierea poluării globale a unui parc auto

Se consideră că emisiia specifică unui parc auto (E_{parc}) a cărui componență este cunoscută se obține prin însumarea ponderată a emisiilor specifice fiecărei categorii de vehicule (E_{veh}).

$$E_{\text{parc}} = \sum c_k \cdot E_{\text{veh } k} \quad (1.23)$$

c_k - numărul de vehicule aparținând categoriei k de vehicul;

$E_{\text{veh } k}$ - emisiia specifică de poluant pentru categoria k a vehiculului.

În concluzie, evaluarea poluării trebuie să cuprindă analiza mai multor poluanți; de aceea pentru aprecierea gradului de poluare este utilă folosirea unei singure mărimi ponderate WTI care să includă atât aspectul cantitativ al poluării (masa poluanților), cât și pe cel calitativ (efectul de toxicitate asupra mediului caracterizat de coeficienții K'). Deși nu există o unitate de vederi asupra valorilor lui K' , totuși se constată inegalitatea $1 \leq K'_{HC} \leq K'_{NOx} \leq K'_{PT}$, ceea ce înseamnă că a fost stabilită o ierarhizare, neoficială, a toxicității poluanților legiferati, iar eforturile de reducere a poluanților trebuie să țină seamă de această ierarhizare.

Cartogramele WTI oferă informații prețioase despre nivelul de poluare al motoarelor indicând care sunt regimurile cele mai poluante care trebuie evitate în funcționare; aceste informații pot constitui blocuri de date în unitatea centrală electronică a motorului determinând de exemplu optimizarea funcționării acestuia și după criteriul toxicitate sau pot fi utilizate la proiectarea altor sisteme, cum ar fi sistemul de injecție electronică.

Finanțarea Ministrului Educației și Cercetării s-a făcut prin contactul Modelarea unor cicluri pentru testarea la duranță și fiabilitate a motoarelor Diesel pentru autovehicule. Studiul critic al ciclurilor în domeniul testelor de duranță prin raportare la regimurile reale de funcționare și cerințele testelor de fiabilitate, iar ciclurile originale și indicatorii de toxicitate au fost cuprinse în monografia Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere.

Am folosit acești indicatori în lucrarea Research regarding the numerical evaluation of toxicity indices for the noxes produced by burning sources publicată în Environmental Engineering and Management Journal, vol.1,2002, revistă indexată în baze de date internaționale BDI, actualmente ISI; indicatorii au fost recunoscuți și utilizați și de colectivul de la Facultatea de Inginerie Mecanică a Universității din Timișoara.

CAPITOLUL 2.

REDUCEREA EMISIILOR ACUSTICE ALE MOTOARELOR DIESEL

2.1 CARACTERISTICILE ZGOMOTULUI SISTEMULUI DE EVACUARE [11]

Sursele de zgomot ale motorului cu ardere internă se pot clasifica, funcție de natura fenomenelor implicate, în surse de zgomot:

- mecanic - datorat în principal contactului pieselor;
- aerodinamic - datorat curgerii fluidelor;
- termic - datorat fenomenelor sonore produse în timpul procesului de ardere.

Cel mai semnificativ component al zgomotului total produs de ansamblul motor este considerat de mai mulți autori a fi zgomotul evacuării. Acest zgomot este cauzat de pulsațiile și de eliminarea cu viteze mari a gazelor arse. Principala posibilitate practică de reducere a zgomotului evacuării constă în montarea de atenuatoare de zgomot.

La alegerea sau proiectarea atenuatoarelor de zgomot se va ține cont de atenuarea necesară, de componența spectrală a zgomotului, de debitul de gaze care este evacuat și de influența lui asupra randamentului motorului precum și de gabaritul, greutatea și costul acestor atenuatoare. În general, atenuatorul trebuie să se compună dintr-un atenuator prin reflexie pentru componentele de frecvență joasă și dintr-un atenuator prin absorbție pentru componentele de frecvențe medii și înalte ale zgomotelor.

Zgomotul predominant al evacuării gazelor arse apare la frecvența fundamentală a aprinderii, f_0 :

$$f_o = n \cdot z / 120 \quad (2.1)$$

unde n – turația, z - numărul de cilindri, iar prima armonică este cea mai semnificativă.

Gradul de atenuare al zgomotului este influențat de volumul atenuatorului, observându-se că acesta crește cu creșterea volumului. Pentru o aplicație dată, zgomotul evacuării trebuie să fie cu 8 - 10 dB mai mic decât zgomotul total al motorului, pentru a nu contribui la creșterea nivelului total de zgomot.

Compunerea presiunii de evacuare la motorul policilindric

Pentru un motor policilindric în 4 timpi, în 720° RAC, au loc z (= numărul de cilindri) cicluri de funcționare decalate între ele cu $720^\circ / z$. Pentru un cilindru, funcție de turația motorului, n_m , supapa de evacuare se deschide periodic (cu perioada $T = 120 / n_m$). Variația presiunii de evacuare poate fi considerată liniară, caracterizată de formula:

$$p(t) = p_{max} \cdot (1 - t / \tau) \text{ pentru } 0 \leq t \leq \tau \text{ (și } 0 \text{ în rest)} \quad (2.2)$$

în care:

- $p(t)$ - presiunea de evacuare la momentul t ,
- p_{max} - presiunea maximă de evacuare,
- τ - durata deschiderii supapei de evacuare.

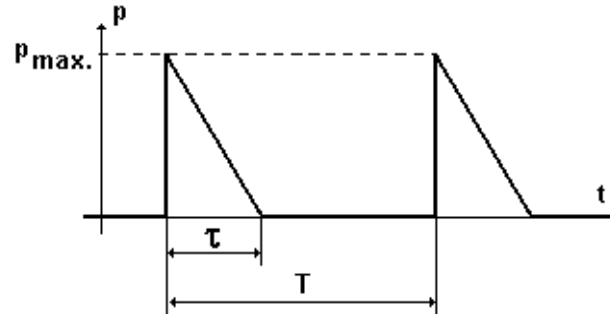


Fig.2.1 Variația presiunii la nivelul supapei de evacuare

Aceasta funcție periodică se descompune într-o serie Fourier unică, cu o componentă continuă și cu componente armonice:

$$p(t) = p_{med} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos kt + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin kt \quad (2.3)$$

Componenta continuă a presiunii este:

$$p_{med} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^{\tau} p_{max} \cdot \left(1 - \frac{t}{\tau}\right) \cdot dt = \frac{\tau \cdot p_{max}}{2T} \quad (2.4)$$

iar coeficienții sumelor armonice sunt:

$$a_k = \frac{2 \cdot p_{max}}{T \cdot \tau \cdot k^2 \cdot \omega^2} \cdot (1 - \sin k\omega\tau) \quad (2.5)$$

$$b_k = \frac{2 \cdot p_{max}}{T \cdot \tau \cdot k^2 \cdot \omega^2} \cdot (1 - \cos k\omega\tau) \quad (2.6)$$

Frecvența fundamentală pentru un motor monocilindric este:

$$f_0 = \frac{n_m}{2 \cdot 60 [\text{s/min}]} \quad (2.7)$$

care conduce la valorile de 16...40 Hz pentru turațiile nominale ale motoarelor diesel pentru autovehicule ($n_m = 1900...4800$ rot/min). În figura 2.2 este detaliată, în context MathCAD, analiza temporală și spectrală pentru 4 "factori de umplere" ($\tau = 0,25T ; 0,5T ; 0,75T ; T$):

$$\begin{aligned} n &:= 0..127 & k &:= 0..64 & m &:= 16, 32..64 \\ \mathbf{x}_{n,m} &:= \text{if}\left(n < m, 1 - \frac{n}{m}, 0\right) & \mathbf{X}_{k,m} &:= \left| \text{fft}\left(\mathbf{x}^{<m>}\right) \right|_k \end{aligned}$$

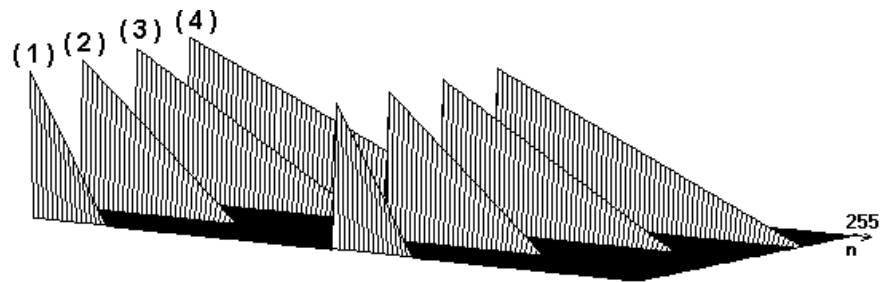


Fig.2.2.a - Aspectul temporal al presiunii de evacuare pentru doi factori de umplere
(2 perioade pentru $\tau = 0,25T \dots T$)

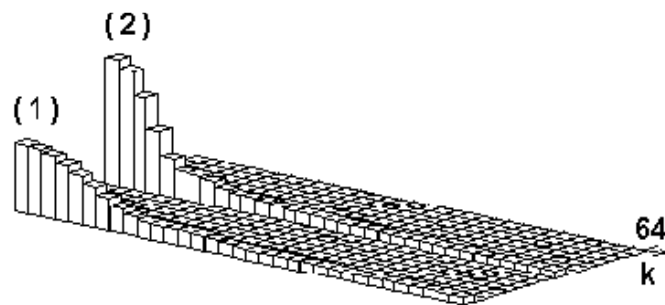


Fig.2.2.b - Spectrul presiunii de evacuare calculat cu transformata Fourier rapidă -
pentru cazurile din fig. 2.2.a

La ieșirea din colectorul de evacuare, undele de presiune au o variație liniară, descrescătoare, aproximabilă printr-un semnal de tip "dinte de fierăstrău":

Dacă T este perioada dintre 2 evacuari (teoretic) succesive iar p' - presiunea de evacuare când supapele de evacuare sunt deschise, atunci presiunea se poate scrie:

$$p(t) = p' + (p_{\max} - p')(1 - t/T) \quad (2.8)$$

Dacă se admite că $p' = \frac{2}{3} \cdot p_{\max}$, atunci $p(t) = p_{\text{med}} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cdot \cos k\omega t + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \cdot \sin k\omega t$

unde:

$$p_0 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T p(t) dt = \frac{5}{6} p_{\max}. \quad (2.9)$$

$$a_k = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T p(t) \cdot \cos k\omega t \cdot dt = 0 \quad (2.10)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T p(t) \cdot \sin k\omega t \cdot dt = -\frac{2 \cdot p_{\max}}{3 \cdot T^2} \cdot \int_0^T t \cdot \sin k\omega t \cdot dt = \frac{2 \cdot p_{\max}}{3 \cdot T^2} \cdot \left. \frac{t \cdot \cos k\omega t}{k\omega} \right|_0^T = \frac{p_{\max}}{3k\pi}$$

$$\text{Deci } p(t) = p_{\max} \cdot \left(\frac{5}{6} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin k\omega t}{3k\pi} \right) \quad (2.11)$$

Semnalul de presiune are o componentă continuă și un spectru de componente variabile; atenuatorul de zgomot va trebui să asigure curgerea nestingherită a componentei continue și să atenueze cât mai multe din componentele variabile. Pentru componentele variabile se observă că amplitudinea lor scade liniar cu ordinul acestora. Deoarece frecvența fundamentală este foarte joasă și filtrul de măsură corespunzător caracteristicii auditive a urechii umane reduce frecvențele joase, rezultă că armonicile din primele ordine nu contează decât ca excitatori primari pentru alte sisteme vibratorii.

La ieșirea din colectorul de evacuare se întâlnesc pulsațiile de presiune ale celorlalți cilindri care au aproximativ același spectru de frecvență, dar defazat. Are loc compunerea undelor de presiune rezultând la ieșirea din colectorul de evacuare (pentru motoarele aspirate natural) sau la ieșirea din turbosuflantă (pentru motoarele supraalimentate) un spectru al undelor de presiune complex, variabil cu turația, având frecvența fundamentală f_f :

$$f_f = f_0 \cdot z \quad (2.12)$$

Configurația colectorului de evacuare

Construcția colectorului de evacuare introduce efecte acustice asupra zgomotului evacuării. Evacuarea gazelor unui cilindru este influențată de tubulatura care duce la ceilalți cilindri, care se comportă ca un filtru acustic. Dacă unda sonoră, considerată ca un fenomen atașat undelor de presiune, întâlnește un canal rigid închis la un capăt se produce un fenomen de interferență cu amplificări și atenuări selective. La variația bruscă a secțiunii în punctul A se produce o reflectare a undei incidente cu factorul de reflexie R ; unda care se propagă are amplitudinea $1-R$ iar în tubul închis unda se propagă până la extremitate, se reflectă cu factorul de reflexie 1 și se înapoiază atingând canalul principal cu întârzierea $\tau = 2l/c$ (l -lungimea tubului, c -viteza sunetului în gazele arse) unde interferă cu unda transmisă prin canalul principal. Reflexia la schimbarea de secțiune este optimă dacă raportul $S_1 / S_0 = 2$; (S_0 -secțiunea canalului înaintea punctului A, S_1 -secțiunea canalului după punctul A). În aceste condiții unda reflectată din canalul secundar are aceeași impedanță cu cea a undei transmise și nu se mai reflectă, ci se propagă în ambele direcții pe canalul principal. La ieșire se propagă așadar componente ale undei sonore de aceeași amplitudini ($1/2$ din amplitudinea inițială), dar având întârzierea $\tau = 2l/c$)

Unda rezultată are expresia:

$$A_{rez} = \frac{A}{2} + \frac{A}{2} \cdot e^{-j\omega\tau} = \frac{A}{2} \cdot (1 + \cos \omega\tau - j \sin \omega\tau) = A \cos \frac{\omega\tau}{2} \cdot e^{-j\omega\frac{\tau}{2}} \quad (2.13)$$

Unda rezultantă este defazată față de unda incidentă cu $\omega \cdot \tau / 2$:

$$A_{rez} = 0 \text{ când } \cos \omega \cdot \tau / 2 = 0 \Rightarrow \omega \cdot \tau / 2 = (2k + 1) \pi / 2. \quad (2.14)$$

Practicând câteva canale pe tubul principal, se pot anula câteva componente din spectrul zgomotului.

Pentru atenuarea sonoră a zgomotului până la o frecvență f_{max} , se calculează tubul cel mai scurt corespunzător frecvenței $f_1 = \frac{2}{3} \cdot f_{max}$ urmând un tub care va fi dublu ca lungime și va corespunde frecvenței $f_2 = \frac{1}{3} \cdot f_{max}$, apoi un tub de două ori mai lung decât tubul al doilea și corespunzător frecvenței $f_3 = \frac{1}{6} \cdot f_{max}$ etc. Lungimea tuburilor corespunde seriei $l_n = l_0 \cdot 2^n$, cu $l_0 = 3c / 8f_{max}$. Vor fi astfel anulate prin filtrare „trece sus“ componentele de frecvență $f = (2k + 1)c / (4l)$, în care $k = 0, 1, 2, 3, \dots$ [42]. Acest sistem se pretează filtrării spectrelor de zgomot ale motoarelor staționare, spectre cu aceleași caracteristici. Concluzionând, se poate spune ca forma traseului evacuării de la supapa de evacuare până la atenuatorul de zgomot influențează unele componente ale zgomotului, mai precis ramificațiile colectorului de evacuare acționează ca niște filtre „trece sus“, ale căror frecvențe de tranziție nu depind de turație, ci numai de geometria colectorului.

Poziția atenuatorului în traseul de evacuare

Folosind teoria tuburilor sonore de secțiune constantă, se poate considera traseul evacuării de la supapa de evacuare până în atmosferă ca fiind un tub cu lungimea l , mare în raport cu lungimea de undă a sunetului. Totodată, impedența terminală este $Z_0 = 0$, de unde impedența intrării în tub rezultă $Z_l = Z_c \operatorname{tg} \omega l / c$ (Z_c este impedența caracteristică a tubului) [43]. În raport cu frecvența fundamentală f_0 a zgomotului, este indicat ca intrarea atenuatorului să se găsească într-un ventru de presiune, iar ieșirea sa să se găsească într-un nod de presiune, la care corespunde o impedanță nulă (fig. 2.3), condiții îndeplinite dacă $\operatorname{tg} \omega l / c = \infty \Leftrightarrow \omega l / c = (2k + 1)\pi/2 \Leftrightarrow f = (2k + 1)c / (4l)$, $k = 0, 1, 2, 3, \dots$ corespunzând lungimii de undă $\lambda = c / f = (4l) / (2k + 1)$.

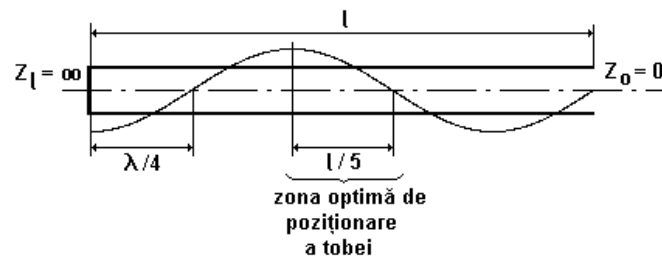


Fig.2.3 Poziționarea atenuatorului pe traseul de evacuare

Pentru fundamentala zgomotului de evacuare a unui motor în 4 timpi, cu z cilindri și $f_0 = nz / 120$, lungimea tubulaturii este $l = (2k + 1)c / (4f_0)$. Ventrul de presiune din dreptul supapei de evacuare trebuie să fie negativ, pentru a ușura evacuarea.

Exemplu: Pentru un motor în 4 timpi, cu 6 cilindri, având turația $n_m = 2900$ rot/min, frecvența fundamentală a zgomotului de evacuare este: $f_0 = \frac{2900 \cdot 6}{120} = 145 \text{ Hz}$. Pentru $c = 500$ m/s, rezultă

lungimea tubulaturii: $l = \frac{(2k+1) \cdot c}{4f_0} = \frac{(2k+1) \cdot 500}{4 \cdot 145}$. Pentru $k = 2$, $l = 4,3$ m, iar lungimea atenuatorului de zgomot, $l_t = l / 5 = 0,86$ m.

Influența supraalimentării asupra sistemului de evacuare

Sistemul de supraalimentare introduce o perturbație puternică în propagarea zgomotului; datorită impedanței sale finite, tubulatura dintre galeria de evacuare și turbosuflantă devine sediul undelor staționare. Calculul poziției atenuatorului în acest caz rămâne valabil, deși Z_l nu poate fi considerat infinit.

Turbosuflantă se comportă ca un atenuator de zgomot complex, care reduce zgomotul motorului cu 1–3 dB față de zgomotul variantei aspirate natural, atenuând în principal componentele de frecvențe înalte. Energetic, explicația este simplă: o parte din energia gazelor evacuate se transformă în lucru mecanic de antrenare a rotorului turbinei, scăzând potențialul energetic al gazelor arse capabil să se transforme în energie acustică.

Tipuri constructive de atenuatoare de zgomot

Atenuatoarele de zgomot folosite la motoarele termice se pot clasifica, în funcție de principiul folosit, în: atenuatoare absorbitive, atenuatoare reactive și atenuatoare dispersive [44].

Atenuatorul absorbtiv este cunoscut și sub denumirea de atenuator activ. La acesta reducerea zgomotului este realizată prin disiparea energiei acustice la trecerea prin materiale absorbante datorită frecării și schimbului de căldură.

Atenuatorul reactiv se bazează pe principiul interferenței dintre unda sonoră incidentă și cea reflectată în momentul întâlnirii unui obstacol.

Atenuatorul dispersiv funcționează pe principiul difuziei, iar reducerea zgomotului este atribuită în primul rând dispersiei debitului de gaze pulsant prin tuburi lungi perforate într-un volum mare. Unii autori nu consideră acest atenuator ca un tip distinct, aplicându-i, cu unele corecții, metoda de calcul de la atenuatoarele reactive.

Atenuatoarele prezentate, datorită principiului fizic folosit, au câteva caracteristici care le impun unor anumite utilizări; de exemplu, atenuatorul activ nu este eficient pentru atenuarea zgomotului de joasă frecvență și ridică probleme asupra duratei de viață a materialului fonoabsorbant care, în timp, se îmbăcsește, pierzându-și porozitatea.

Atenuatoarele reactive au selectivitate mare în raport cu frecvența, având avantajul de a atenua doar într-un domeniu îngust de frecvențe; totuși, pentru spectrul de zgomot emis de motoarele cu ardere internă, caracterizat printr-un domeniu larg de frecvențe, această selectivitate nu întotdeauna necesară, adoptându-se soluții constructive care să lărgescă domeniul în care atenuatorul este eficient.

Atenuatorul dispersiv are cea mai mare rezistență gazodinamică, dar este mai puțin selectiv și atenuarea sa acoperă un domeniu mult mai larg de frecvențe, comparativ cu tipul reactiv.

În practică se folosesc combinații ale acestor trei tipuri de atenuatori de zgomot, combinații determinate de spectrul de zgomot al evacuării motorului măsurat fără atenuator și de gradul de atenuare dorit.

Parametrii constructivi și funcționali ai atenuatoarelor de zgomot

Principalii parametri ai atenuatoarelor de zgomot sunt:

a. *Gradul de atenuare a zgomotului:*

$$\Delta L = L_f - L_t = 20 \lg p_f / p_t \quad [\text{dB}], \quad (2.15)$$

unde: L_f este nivelul de presiune sonoră al motorului fără atenuator;

L_t – nivelul de presiune sonoră al motorului cu atenuator;

p_f – presiunea acustică a motorului fără atenuator;

p_t – presiunea acustică a motorului cu atenuator.

Un factor de apreciere a gradului de atenuare (F) se poate defini ca fiind aria (relativă) cuprinsă între cele două curbe ale intensităților (sau presiunilor acustice), funcție de frecvență, curbe măsurate fără atenuator și cu atenuator:

$$F = \frac{\int p_f df - \int p_t df}{\int p_f df} \quad (2.16)$$

Factorul F este calculat implicit, de majoritatea sonometrelor, prin procedurile specifice de calibrare și de procesare a semnalului.

b. *Rezistența gazodinamică a evacuării* (p_{ev}) reprezintă rezistența la curgere a gazelor arse pe traseul evacuării. Sistemul de evacuare, alcătuit din supapa de evacuare, poarta acesteia, canalul, colectorul, conducta de evacuare și atenuatorul de zgomot, introduce pierderi de presiune importante care determină o creștere a rezistenței gazodinamice p_{ev} . Atenuatorul modifică diagrama de pompaj, măbind lucrul mecanic de pompaj și micșorând coeficientul de umplere η_v , rezultând o reducere importantă de putere P_e . Empiric, pierderea de putere este apreciată la 1 % din P_e pentru fiecare creștere cu 50 mm Hg a presiunii din evacuare.

Rezistențele gazodinamice excesive sunt cauzate de unul sau mai mulți din următorii factori:

- diametrul conductei de evacuare prea mic;
- număr excesiv de îndoituri înguste în sistem;
- conducta dintre colector și atenuator prea lungă;
- rezistența gazodinamică a atenuatorului prea mare.

Creșterea rezistenței gazodinamice duce la creșterea consumului specific de combustibil c_c (cu aproximativ 1 % din c_c pentru fiecare creștere cu 50 mm Hg a nivelului maxim) și a temperaturii de ardere, producând supraîncălzire, fum excesiv și reducând durata de viață a supapelor de evacuare și a scaunelor lor [45].

c. *Volumul atenuatorului de zgomot, V.* Necesitățile de amplasare a atenuatorului de zgomot pe o aplicație dată, de exemplu pe un autovehicul, precum și necesitățile economice impun ca atenuatorul de zgomot să aibă un volum minim.

Experimental, s-au stabilit câteva dependențe ale volumului acestuia de:

- cilindreea motorului pentru utilizarea rutieră [46]:

$$V = (3 \dots 5) V_h \quad (2.17)$$

unde: V_h este litrajul motorului;

- formula constructivă, turația și gradul de atenuare dorit [44]:

$$\frac{V}{V_h} = k_m \cdot \frac{1000}{n} \cdot \sqrt{\frac{1}{z}} \quad (2.18)$$

în care: z este numărul de cilindri;

n – turația nominală a motorului;

k_m – factor care depinde de gradul dorit de reducere a zgomotului: $k_m = 5$ – minim;

$k_m = 10$ – acceptabil; $k_m = 35$ – bun; $k_m = 50$ – excelent.

d. Masa atenuatorului de zgomot trebuie să fie minimă, pentru a nu spori masa aplicației, iar în cazul autovehiculelor pentru a nu mări consumul de combustibil.

În afara acestor parametri, la proiectarea și construcția atenuatoarelor de zgomot mai trebuie să se țină cont de impactul unor factori exteriori foarte importanți:

- prețul de cost;
- materialele și tehnologia de execuție care trebuie să asigure o durată de viață normată;
- încadrarea într-un anumit spațiu disponibil;
- efectele asupra altor sisteme (ex. efectul vibroacustic asupra cabinei în cazul fixării atenuatorului de aceasta; orientarea extremității evacuării pentru a preveni scăderea vizibilității șoferului; colmatarea filtrului de aer de tip uscat etc)[46].

2.2. PRINCIPII DE CALCUL AL ATENUATOARELOR DE ZGOMOT

2.2.1. CALCULUL ACUSTIC [23]

Analiza armonică a curgerii în conducte arată că există curgeri **pulsante** sau **alternative**, caracterizate de câteva componente spectrale de diferite frecvențe, care se suprapun curgerii medii continue. Sarcina atenuatorului este să filtreze aceste curgeri alternative, pe cât este posibil, permițând, în același timp, curentului direct să treacă. Tipul de filtru care va satisface această cerință este un filtru trece jos, care are frecvența de tăiere sub cea mai mică frecvență a curgerii alternative prin conductă.

Comportarea fizică a unui filtru acustic poate fi descrisă suficient de exact folosind ecuații diferențiale liniare. Ca rezultat al acestei ipoteze, teoria arată că intensitatea sunetului transmis prin conductă este proporțională cu intensitatea sonoră la intrarea în conductă. Alți factori care influențează transmisia sonoră sunt tipul filtrului și forma sa, poziția și forma conductei de evacuare în atmosferă. Zgomotul poate fi influențat de tipul curgerii prin conductă (laminară, turbulentă, tranzitorie).

Ipotezele asociate proiectării filtrelor acustice sunt următoarele [47]:

- presiunea sonoră este mică în comparație cu presiunea statică medie a sistemului;
- viteza particulelor de gaz este mică în comparație cu viteza sunetului în gaz.

În cazul motoarelor, teoria filtrelor poate fi uneori chiar inefficientă, rezultând erori mari ale calculului de atenuare, datorită faptului că în conducta de evacuare pot apărea vârfuli de presiune sonoră de ordinul 1/3 sau chiar 1/2 din presiunea statică măsurată.

Metodele de calcul folosite se pot rezuma, funcție de tipul constructiv al atenuatorului, astfel:

a) Atenuarea zgomotului în medii absorbitive

Studierea propagării undelor acustice în tuburi s-a făcut în ipoteza că nu există disipare de energie în interiorul tubului; în realitate, unele acustice care străbat conductele de evacuare sunt amortizate datorită disipării prin frecare. Atenuatoarele cu absorbție au pereții confecționați în așa fel încât să absoarbă cât mai multă energie sonoră, de regulă prin căptușire cu un material fonoabsorbant. Gradul de atenuare a zgomotului exprimat în decibeli depinde de caracteristicile materialului fonoabsorbant și de geometria atenuatorului [42]:

$$\Delta L = 1,05 \cdot \frac{P \cdot l}{S} \cdot \alpha^{1,4} \quad (2.19)$$

unde P - perimetrul tubului absorbant, l - lungimea tubului, S - aria secțiunii tubului, α - coeficientul de absorbție al materialului.

Calculul atenuării se face pe fiecare frecvență ținând cont că α variază cu frecvența, cu valori tabelate pentru materialele fonoabsorbante. Pentru mărirea atenuării, filtrele prin absorbție se construiesc astfel încât să asigure valori mari ale perimetrului pentru același volum, rezultând filtre celulare și lamelare. Materialele fonoabsorbante folosite sunt în principal fibra de sticlă, fibrele bazaltice, lâna de oțel inoxidabil, ca și structurile combinate bazate pe straturi de policlorură de vinil încărcate cu săruri inerte, straturi de fibră de sticlă înglobată în rășină combinată cu un strat gros de neopren brut, etc.

Principalul dezavantaj al acestor materiale este acela că ele nu au rezistența structurală necesară ca să reziste la șocurile mecanice și termice produse de jetul de gaz și tind să se dezintegreze în acest jet; în ultimul timp folosirea acestui tip de filtru s-a extins, mai ales în construcții combinate cu elemente rezonante, caz în care efectul distructiv al jetului de gaz este mult diminuat datorită destinderii în camerele cu elemente rezonante. Un alt dezavantaj al acestui tip de atenuator este durata sa de viață, relativ scăzută din cauza îmbăcsirii porilor absorbanți cu fracțiunile solide din gazele de evacuare.

b) Atenuarea reactivă a zgomotului

Reducerea zgomotului în aceste atenuatoare se explică prin interferența undelor acustice care se descompun, se reflectă și se recompun cu unda incidentă. Principalele elemente sunt camera de expansiune și rezonatorul Helmholtz [48]:

Camera de expansiune

Camera de expansiune este un spațiu caracterizat de variația de secțiune de la conducta de intrare la cameră și înapoi la conducta de ieșire. Atenuarea acestei camere, este dată în decibeli, conform formulei:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{(\sigma - 1/\sigma)^2 \cdot \sin^2 kl}{4} \right] \quad (2.20)$$

unde S - secțiunea camerei, A - secțiunea conductei, l - lungimea camerei, toate în metri, cu

$\sigma = \frac{S}{A}$, $k = \frac{2\pi f}{c}$ (rad/m) în care f - frecvența (Hz), c - viteza sunetului în gaz (m/s).

Gradul de atenuare ia valori minime și maxime la frecvențele minime și maxime:

$$f_{\max} = (2n + 1) \cdot \frac{c}{4l}, \quad f_{\min} = \frac{2nc}{4l} \text{ (Hz)}, \quad n=0,1,2,.. \quad (2.21)$$

iar atenuarea este îmbunătățită pentru valori ale lui σ cât mai mari.

Rezonatorul Helmholtz

O forma generalizată a frecvenței proprii f_{rez} a acestui rezonator și care ține seama de efectul curgerii gazului este:

$$f_{rez} = \frac{c}{2\pi} \cdot \left(\frac{G}{V} \right)^{0,5} \quad (2.22)$$

în care V -volumul rezonatorului, iar G este conductivitatea gâtului de secțiune circulară:

$$G = \frac{n_0 a_0}{\left[l_0 + (\pi a_0)^{0,5} \right]^2} \quad (2.23)$$

cu n_0 - numărul de gâturi sau găuri, a_0 - aria secțiunii gâtului, l_0 - lungimea gâtului.

Atenuarea zgomotului este locală, concentrată în jurul frecvenței de rezonanță:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{\beta^2 b^2}{\left(\frac{f}{f_{rez}} - \frac{f_{rez}}{f} \right)^2} \right] \quad (2.24)$$

în care b este numărul de atenuare definit cu formula:

$$b = \frac{\left(\frac{G}{V} \right)^{0,5}}{2S} \quad (2.25)$$

în care: S - aria conductei principale, β -factor de curgere a gazului ($\beta = 1$ dacă efectul curgerii gazului nu este considerat) sau dacă efectul curgerii este considerat:

$$\beta = 2,86 \frac{x(1-x)}{M} \quad (2.26)$$

în care: M - valoarea medie a numărului Mach din conductă, x - raportul scăderii de presiune:

$$x = \frac{P_{med} - P_a}{P_a} \quad (2.27)$$

cu P_{med} - presiunea medie în atenuator, P_a - presiunea atmosferică.

Aceste formule care definesc gradul de atenuare se pot combina în calculul unui atenuator cu mai multe camere, însumându-se valorile lor funcție de frecvență; gradul de atenuare obținut este destul de apropiat de valoarea reală, diferențele datorându-se mai ales efectului de cuplaj gazodinamic.

c) Atenuarea prin mediu dispersiv

Reducerea zgomotului în aceste atenuatoare este atribuită dispersiei debitului pulsatoriu de gaz prin tuburile perforate lungi într-un volum mare de curgere, fiind definită de formula:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \left[2\pi \cdot \frac{V_m}{V_d} \cdot \frac{4x}{1+3x} \right]^2 \right] \quad (2.28)$$

în care V_m - volumul atenuatorului, V_d - cilindrul unitară corectată,

$$V_d = \frac{\alpha V_e}{z} \quad (2.29)$$

cu V_e - cilindrul motorului, z - numărul de cilindri, α - corecția debitului volumic, $\alpha = 2,5 \cdot r_c$ în care r_c - raportul presiunii de supraalimentare.

2.2.2. ANALIZA FILTRELOR ACUSTICE [23]

Studiul sistemelor acustice s-a făcut, în multe cazuri, prin analogie cu comportarea circuitelor electrice sau a sistemelor mecanice [43,49,50]. Un sistem mecano-acustic însumează efectele inerțiale, elastice și fricționale ale fenomenelor care au loc în incinte reale. Parametrii utilizați sunt presiunea, notată $p(t)$ în reprezentare temporală și $P(j\omega)$ în reprezentare spectrală, și debitul volumic, notat $q(t)$ în reprezentare temporală și $Q(j\omega)$ în reprezentare spectrală. Majoritatea analogiilor fenomenelor mecanice electrice și acustice sunt limitate în domeniul frecvențelor scăzute pentru care este respectată condiția ca lungimea de undă la propagarea în mediul elastic să fie superioară dimensiunilor fizice ale sistemului acustic. Există similitudinea mecano-electrică caracterizată de mărimile din tabelul 2.1 [49]:

Forța	Efecte
inerțială	inductive
fricțională	rezistive
elastică	capacitivă

Tabelul 2.1 Similitudinea fenomenelor mecano-electrice

Determinarea gradului de atenuare a unui atenuator se bazează pe teoria propagării sunetului prin tuburi cu secțiune constantă, prin tuburi cu schimbare de secțiune, prin orificii aplicate în conducte și prin rezonatoare de tip Helmholtz; de asemenea, trebuie considerat efectul rezonatatoarelor prin interferență, ca și de efectul materialelor absorbante asupra gradului de atenuare[50].

Prin analogie cu elementele electrice (capacități, rezistențe etc.), elementele acustice sunt caracterizate de mărimi fizice care au primit denumirea de **inertanță acustică**, **capacitate acustică** (sau **compliantă**) și **rezistență acustică**. Ele depind de modul în care se efectuează deplasarea mediului gazos pentru diferite surse sonore și de elasticitatea componentelor sistemului gaz – atenuator de zgomot.

Alegând corespondența de bază $p \leftrightarrow u$ (tensiune electrică) și $q \leftrightarrow i$ (intensitatea curentului electric), atunci raportul p/q reprezintă analogul unei impedanțe electrice și se numește impedanță acustică (analogia de ordinul I în impedanțe acustice) [49].

Sistemele acustice sunt constituite din orificii, incinte, tuburi, în care efectele inerțiale, elastice sau fricționale se produc în mediu fizic gazos. Echivalența mărimilor electrice cu cele acustice este dată prin intermediul următoarelor mărimi [50]:

Inertanța acustică

Inertanța acustică este o mărime proporțională cu masa elementului acustic, care, sub acțiunea unei forțe, suferă o deplasare. Elementul acustic folosit pentru a reprezenta inertanța este “tubul” de gaz. Dacă se aplică legea a doua a lui Newton asupra masei m a unui gaz rezultă:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{m}{S} \cdot \frac{d(vS)}{dt} = \frac{m}{S^2} \cdot \frac{dq}{dt}, \quad (2.30)$$

cu p - presiunea, F - forța, S - suprafața, t - timpul, q - debitul volumic.

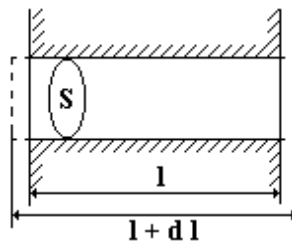


Fig.2.4.Mărimile tubului de gaz

Inertanța acustică este deci mărimea $M_A = \frac{m}{S^2}$. (2.31)

Relația temporală $p(t) = M_A \cdot q'(t)$ cu analogie electrică $u(t) = L \cdot i'(t)$ corespunde cu relația spectrală $P(j\omega) = \underbrace{j\omega M_A}_{\text{impedanta}} \cdot Q(j\omega)$, analogă legii lui Ohm, $U(j\omega) = j\omega L \cdot I(j\omega)$.

Inertanței îi corespunde în cazul analogiei cu sistemele electrice inductanța L a bobinei.

Cea mai importantă aplicație a acestei mărimi acustice o constituie tubul de lungime l și secțiune S care realizează comunicarea dintre două incinte de volume mari.

Masa de gaz m oscilează ca un tot, cu ecuația de mișcare:

$$F = m \cdot \frac{dv}{dt} + R_f \cdot v \quad (2.32)$$

în care F - rezultanta forțelor de presiune aplicate la dreapta și la stânga tubului deschis, v - viteza, R_f - rezistența gazodinamică produsă de forțele de frecare sau de radiația căldurii.

Masa de gaz mai poate fi scrisă sub forma:

$$m = \rho \cdot (l + \Delta l_1 + \Delta l_2) \cdot S \quad (2.33)$$

în care ρ - densitatea gazului la temperatura evacuării, $\Delta l_{1,2}$ - corecțiile terminale ale tubului ($\Delta l = 0,85r_0$ pentru deschiderea spre aer liber, $\Delta l = 0,65r_0$ pentru deschiderea către o incintă, r_0 - raza echivalentă a secțiunii S , cu $S = \pi \cdot r_0^2$).

Ecuația de mișcare devine prin împărțire cu S :

$$\Delta p = M_A \cdot \frac{dq}{dt} + R_A \cdot q \quad (2.34)$$

în care Δp - variația presiunii la capetele tubului, q - debit volumic.

Rezistența acustică

Termenul R_A din ecuația (2.34) este rezistența acustică care provine din rezistența R_f divizată la pătratul suprafeței S .

Rezistența acustică apare în cazul deplasării forțate a aerului prin deschideri mici sau tuburi înguste când se produce o disipare de energie acustică.

Rezistența acustică este determinată în principal de frecările interne ale straturilor de gaz, exprimate prin vâscozitatea mediului fluid și de frecările gazului cu pereții; există și alte efecte rezistive precum cele radiante și disipative, de obicei neglijate.

Această rezistență crește cu vâscozitatea dinamică η , cu lungimea tubului l și scade cu aria secțiunii tubului.

Conform legii lui Poiseuille, rezistența acustică R_A corespunzătoare efectelor fricționale se poate scrie:

$$R_A = \frac{\Delta p'}{q} = \frac{8\eta l}{\pi r^4} \quad (2.35)$$

în care $\Delta p'$ - variația presiunii la capetele tubului produsă de frecare, r - raza tubului cilindric.

Rezistenței acustice îi corespunde rezistența electrică a rezistorului dintr-un circuit electric.

Capacitatea acustică

Termenul capacitiv analog capacității electrice a unui condensator este capacitatea acustică, C_A . Elementul de reprezentare este o cavitate sau un volum de gaz cu suprafețe rigide și numai un orificiu de comunicare cu mediul exterior.

Pentru această incintă se utilizează frecvent formula:

$$C_A = \frac{V}{\rho \cdot c^2} \quad (2.36)$$

în care V - volumul incintei, ρ - densitatea gazului la temperatura evacuării, c - viteza sunetului în gaz.

În relația temporală, produsul pV constant, conduce la derivata nulă, adică $(pV)' = 0 \Leftrightarrow$

$$\underbrace{\left(\frac{\overbrace{V}^{\text{valoare constructivă}}}{\underbrace{P}_{\text{valoare medie}}} \right)}_{\text{notat } C_A} \cdot p' = - \underbrace{V'}_{-q} \text{ echivalează cu relația spectrală } j\omega \cdot C_A \cdot P(j\omega) = Q(j\omega), \text{ în care}$$

$$C_A \text{ joacă rolul capacității electrice din formula lui Ohm: } \underbrace{j\omega C}_{\text{admitanță capacitivă}} \cdot U(j\omega) = I(j\omega). \quad (2.37)$$

Elementele schemei echivalente de regim dinamic depind de valorile medii ale presiunii. Întrucât și aceste valori medii sunt variabile cu regimul de funcționare a motorului, proiectarea va ține cont ca valoarea minimă a atenuării acustice obținute pentru toate regimurile de funcționare să fie peste valoarea prescrisă.

Ideea de atenuator de zgomot adaptiv la regimul de funcționare a motorului are semnificația cantitativă a compensării unei eventuale evoluții defavorabile a lui p printr-o modificare adecvată a lui V . Intuitiv, camerele atenuatorului trebuie să rezoneze pe frecvența fundamentală și pe armonicile ei din spectrul zgomotului și, de aceea, dimensiunea lor principală trebuie să fie permanent adaptată la un multiplu al lungimii de undă.

Impedanța acustică

Cunoscând la un sistem acustic reactanța acustică obținută prin însumarea reactanței inerțiale și a celei capacitive precum și rezistența acustică, se poate determina impedanța acustică. Pentru fiecare din elementele atenuatorului, de exemplu pentru rezonatorul Helmholtz din fig.2.5, se poate construi circuitul electric echivalent.

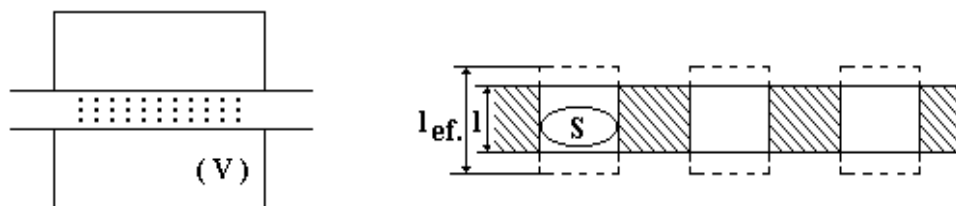


Fig. 2.5. Tub perforat care străbate o incintă a –vedere de ansamblu ; b – detaliu

În funcționarea atenuatorului are loc o absorbție de energie, maximă pentru componenta spectrală pe frecvența de rezonanță, f_{rez} :

$$f_{rez} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A \cdot C_A}} = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S_{ef}}{V \cdot l_{ef}}} \quad (2.38)$$

în care S_{ef} este suprafața efectivă a orificiilor, egală cu nS , iar l_{ef} este lungimea efectivă a orificiilor circulare de rază r , apreciat cu formula:

$$l_{ef} = 1 + (1,57...1,7) \cdot r \quad (2.39)$$

2.3 ACTIVITĂȚI DE CERCETARE-DEZVOLTARE

Teza de doctorat a cuprins un capitol dedicat reducerii poluării acustice produsă de evacuarea motorului, rezumat în această lucrare în capitolele 2.1 și 2.2. Zgomotul evacuării a fost asociat variației periodice a presiunii coloanei de gaz la ieșirea din camera de ardere fiind descompus în serie Fourier cu o componentă continuă și componente armonice. Proiectarea atenuatoarelor a cuprins calculul acustic, calculul gazodinamic și cel geometric, fiind dezvoltat modelul atenuatorului prin analogie electrică, ca fiind un filtru acustic de tip „trece jos”; o parte din simulările comportării acustice au fost făcute cu pachetul de software SYSNOISE. Capitolul se încheia cu investigarea experimentală a cinci atenuatoare de zgomot noi, proiectate de autoare pentru motoarele diesel produse la SC ROMAN.

2.3.1 REDUCEREA ZGOMOTULUI EVACUĂRII

Preocuparea de scădere a zgomotului motorului, în care sistemul de evacuare este sursa de zgomot cea mai puternică, a continuat după finalizarea tezei de doctorat cu o nouă fază de proiectare și testare în scopul îmbunătățirii performanțelor. Ca și în cazul emisiilor poluante, autovehiculul și implicit motorul, trebuie să respecte limite ale emisiei de zgomot care scad drastic, cuprinse în Regulamentul CEE nr.51 [51]; în cazul în care acest regulament nu este respectat, producătorul nu primește omologarea autovehiculului referitoare la nivelul de zgomot și nu îl poate comercializa.

Trei atenuatoare de zgomot din cele cinci proiectate anterior au fost îmbunătățite prin adăugarea unor camere de rezonanță și de material fonoabsorbant, vata minerală din bazalt, produsă la SC MACON SA Deva. Principalele caracteristici ale acestor atenuatoare executate sunt:

1. Atenuatorul EM.0213.06.001 este destinat echipării autovehiculelor cu motoare de 10,3 l cilindree; soluția constructivă combină principiile de reducere a zgomotului prin rezonanță și prin absorbție.

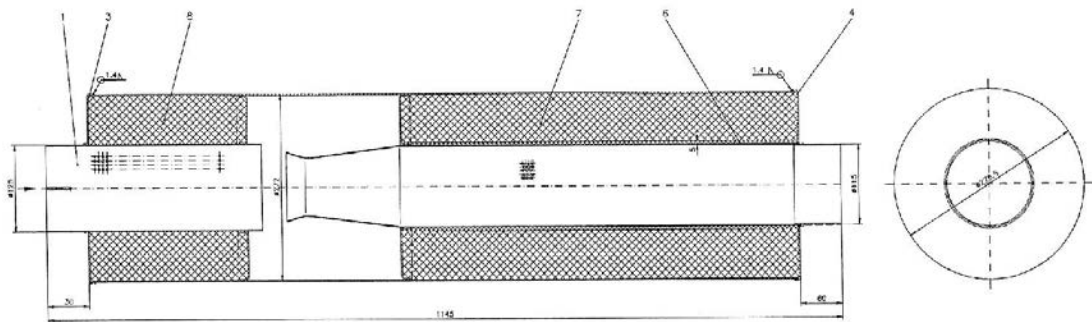


Fig.2.6. Atenuatorul de zgomot prototip EM.0213.06.001

2. Atenuatorul de zgomot combinat cu filtru catalitic, reper EM.0214.06.001 este destinat echipării autovehiculelor cu motoare de 3,92 l cilindree; conține trei camere: o cameră de absorbție, o cameră cu elemente rezonante și o cameră cu filtrul catalitic. Construcția acestui atenuator de zgomot s-a bazat pe concluziile rezultate în urma experimentării filtrului catalitic EM.0205.06.001, așteptările de atenuare a zgomotului fiind relativ scăzute, de 8-10 dB(A).

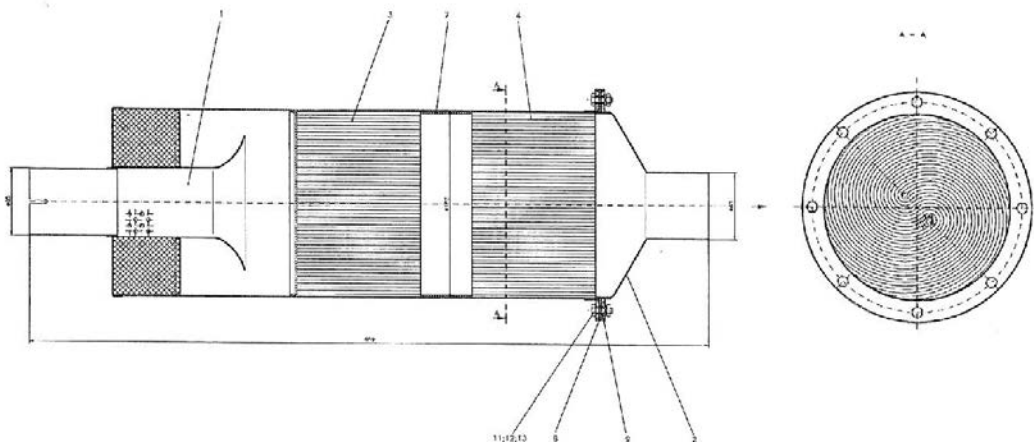


Fig.2.7. Atenuator de zgomot combinat cu catalizator - prototip EM.0214.06.001

3. Atenuatorul de zgomot reper EM.0215.06.001 este destinat echipării autovehiculelor cu motoare de 5,5 l cilindree; conține o cameră rezonantă în exterior (pereți dubli și spațiu umplut cu vată minerală din bazalt sau din oțel inoxidabil) și 6 camere de atenuare a zgomotului de tip filtru trece jos și rezonatoare tip Helmholtz în interior.

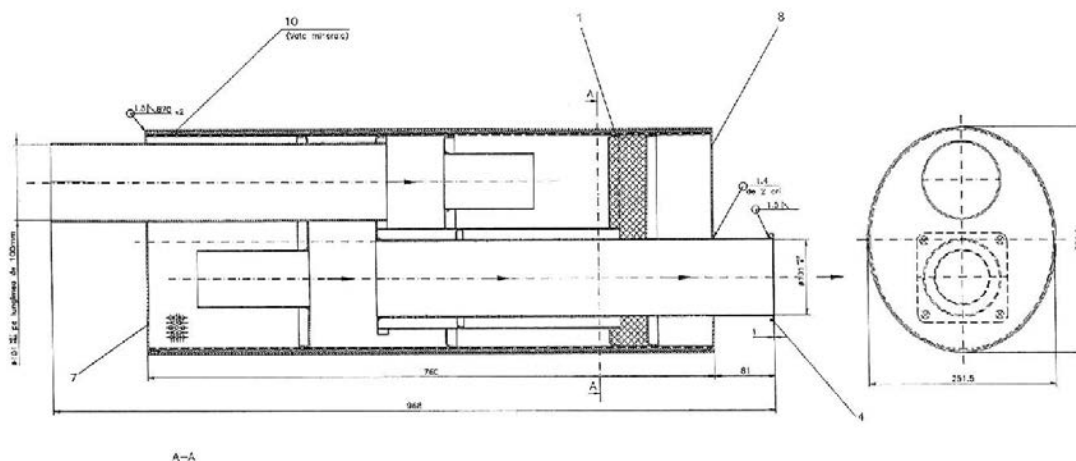


Fig.2.8. Atenuatorul de zgomot prototip EM.0215.06.001

Aparatura de măsurare a pierderii de presiune

S-a utilizat un manometru diferențial cu tub U cu apă, conectat pe porțiunea rectilinie a tubulaturii de evacuare înaintea atenuatorului de zgomot.

Aparatura și procedura de măsurare a zgomotului

La efectuarea măsurătorilor s-a utilizat un lanț de măsură alcătuit din:

- vibrometru ROBOTRON de precizie tip 00024 aliniat la norma internațională 651/1979 CEI;
- filtru de bandă îngustă ROBOTRON tip 01025;
- înregistrator ROBOTRON tip 02060.

Etalonarea s-a efectuat cu un pistonfon ROBOTRON -PF101 tip 00003.

Analiza în frecvență s-a materializat într-o serie de diagrame înregistrate cu o frecvență de scriere de 16 mm/s (2 Hz), la o viteză de deplasare a hârtiei de 0,3 mm/s și având în ordonată un domeniu cuprins între 70-120 dB. Analiza s-a efectuat în domeniul de frecvențe 20 - 20.000Hz, la sfârșit măsurându-se și marcându-se nivelul global al zgomotului, liniar și ponderat după curba de ponderare A.

Măsurarea nivelurilor de zgomot ale atenuatoarelor s-a efectuat conform standardului [52], care prevede determinarea presiunii și puterii acustice în benzi de frecvență sau global ponderat. Pornind de la necesitatea respectării cerințelor impuse spațiului de măsură și corecției zgomotului de fond, evacuarea motoarelor a fost amplasată în exteriorul celulelor de încercare a motorului, conform schemei din figura 2.9.

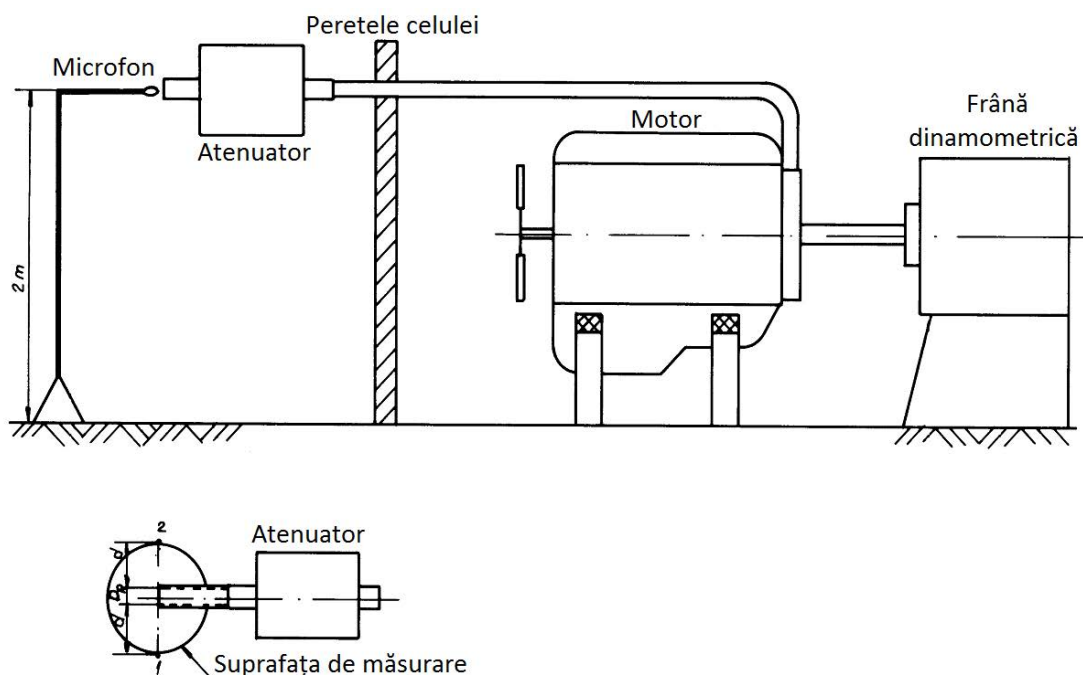


Fig.2.9. Configurația celulei de măsurare a zgomotului de evacuare

Suprafața de măsurare a zgomotului de evacuare este o sferă, având centrul în mijlocul conductei de evacuare. Aria S a suprafeței de măsurare a zgomotului de evacuare exprimată în m^2 se determină cu relația:

$$S = 4\pi \left(\frac{D_R}{2} + d \right)^2 \quad (2.40)$$

în care d - distanța de măsurare = 1 m, D_R - diametrul interior al conductei de evacuare în m.

Presiunile acustice măsurate, i se aplică următoarele corecții:

- corecția zgomotului de fond, K_1 conform tabelului 2.2:

Diferența dintre nivelul măsurat al presiunii acustice și nivelul presiunii acustice de fond [dB]	3	4	5	6	7	8	9	10	>10
Corecția de fond K_1	3	2	2	1	1	1	0,5	0,5	0

Tabelul 2.2 Valorile corecției zgomotului de fond

- corecția de mediu K_2 , care se determină cu relația:

$$K_2 = 10 \lg \left(1 + 4 \frac{S}{A} \right) \quad (2.41)$$

în care: S - suprafața de măsurare [m^2], A - suprafața de absorbție acustică echivalentă, cu A :

$$A = \alpha S_v \quad (2.42)$$

în care S_v este suprafața totală interioară a camerei în care se măsoară presiunea acustică a evacuării, iar α este factorul de absorbție acustică.

Pentru condițiile concrete de lucru $S_v=600 \text{ m}^2$, $\alpha=0,15$ (corespunzător unei camere de formă paralelipipedică).

În aceste condiții corecția de mediu K_2 calculată conform metodologiei din [52] a fost de 2 dB, corespunzătoare clasei a 2 - a de precizie.

Principalele determinări au vizat stabilirea atenuării globale, a căderii de presiune și analiza în frecvență a spectrului de zgomot al evacuării.

În calcule s-au utilizat următoarele relații:

- nivelul presiunii acustice în fiecare punct de măsurare:

$$L_p = L_p \text{ măsurat} - K_1 \quad (2.43)$$

- nivelul presiunii acustice pe suprafața de măsurare

$$\overline{L_p} = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{p_i}} \right) \quad [\text{dB}] \quad (2.44)$$

- nivelul puterii acustice

$$L_w = (L_p - K_2) + 10 \lg \frac{S}{S_0} \quad [\text{dB}] \quad (2.45)$$

unde $S_0 = 1 \text{ m}^2$

Rezultate obținute

Sintetic rezultatele testărilor sunt arătate în tabelul 2.3, pentru cele patru tipuri de motoare, comparativ cu rezultatele atenuatoarelor de zgomot existente în producția de serie care au reperul începând cu grupul de cifre 89.

Tipul motorului	Tipul atenuatorului	Contrapresiune [mm H ₂ O]	Atenuarea acustică [dB]
392-L4-DT	89.15101.5001	98	16,5
	EM.0214.06.001	600	14,6
	EM.0215.06.001	350	20,0
798-05	89.15101.5001	200	18,5
	EM.0215.06.001	480	20,5
D2156MTN8	89.15101.5013	140	17,0
	EM.0213.06.001	120	17,0
1340V8DT	89.15101.5014	190	13,9
	EM.0213.06.001	180	17,4

Tabelul 2.3. Atenuarea acustică și contrapresiunea măsurate pe standul de testare

Se constată că:

1. Atenuatorul EM 0213.06.001 încercat pe motorul 1340 V8 DT a dus la obținerea unei atenuări de 17,4 dB, față de 13,9 dB înregistrat la încercarea de zgomot efectuată cu atenuatorul 89.15101.5014; același atenuator încercat pe motorul D 2156 MTN8 a produs o atenuare identică cu a atenuatorului folosit în producția de serie 89.15101.5013, dar cu o contrapresiune mai mică.
2. Atenuatorul combinat cu catalizator, EM.0214.06.001, încercat pe motorul 392 L4 DT a dus la obținerea unei atenuări de 14,6 dB, cu o contrapresiune mai mare (600 mmH₂O), din cauza rezistenței opuse la trecerea gazelor de către cele două filtre catalitice înglobate.
3. Atenuatorul EM.0215.06.001 încercat pe motorul 392 L4 DT a dus la obținerea unei atenuări de 20 dB față de 16,5 dB, atenuarea măsurată cu atenuatorul de serie 89.15101.5001; același atenuator încercat pe motorul 798-05 a produs o atenuare de 20,5 dB față de atenuarea de 18,5 dB a atenuatorului de serie.

Analiza spectrală a zgomotului de evacuare

În figurile 2.10-2.13 sunt cuprinse diagramele nivelurilor de presiune acustică funcție de frecvență, într-o reprezentare logaritmică, pentru motoarele 392-L4-DT, 798-05, D 2156 MTN8 și 1340 V8 DT.

Cele patru seturi de diagrame au notate tipul motorului și reperul atenuatorului de zgomot utilizat în instalația de evacuare. Sunt trecute în ordine diagrama nivelurilor de presiune acustică funcție de frecvență pentru motorul respectiv funcționând fără atenuator, urmată de diagrama trasată pentru cazul motorului echipat cu atenuatorul existent în prezent în producția de serie a autovehiculului (cea mai frecventă variantă), iar în final sunt prezentate diagramele corespunzătoare pentru funcționarea motorului cu atenuatoarele de zgomot cercetate.

O observație generală asupra acestor diagrame este aceea că în spectrul de zgomot se evidențiază valori maxime corespunzătoare frecvenței fundamentale a aprinderii, f_1 și a armonicilor sale f_k :

$$f_1 = \frac{n \cdot z}{120} \text{ [Hz]}, \quad (2.46)$$

unde n este turația motorului [rot / min] și z este numărul de cilindri,

$$f_k = k \cdot f_1 \quad (2.47)$$

De exemplu, în spectrul de zgomot al motorului 392-L4-DT, măsurat fără atenuator de zgomot, la 2800 rpm, f_1 este 93,33 (Hz), fiind pregnante și armonicile 2, 3 și 7.

Un avantaj specific al analizei spectrale este, în perspectiva unei optimizări a proiectelor de atenuatoare de zgomot, posibilitatea de a decela (din curba măsurată a zgomotului motorului fără atenuator) frecvențele liniilor spectrale pregnante, pe care se vor centra camerele de rezonanță ale atenuatoarelor proiectate.

Interpretarea rezultatelor măsurării

A. Pentru motorul 392-L4-DT - Fig.2.10

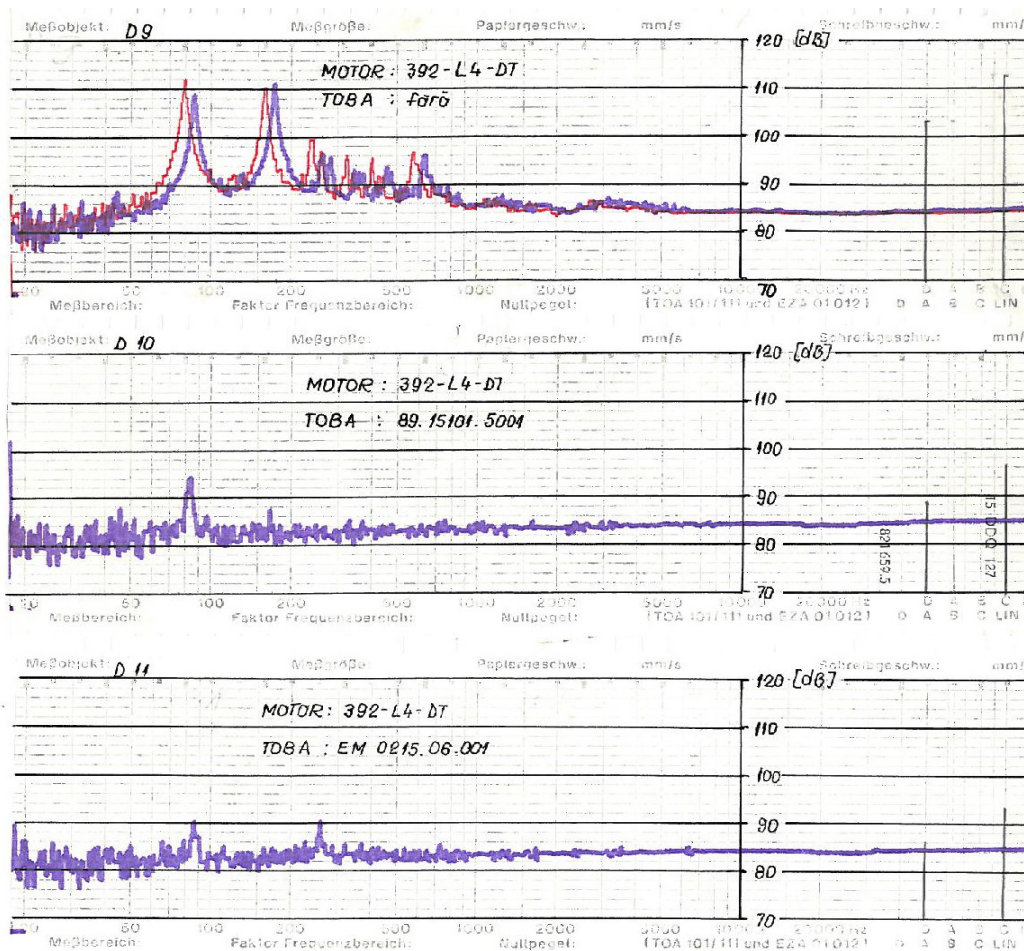


Fig.2.10. Analiza spectrală a zgomotului motorului 392-L4-DT fără atenuator, cu atenuatorul de serie și cu atenuatorul prototip EM.0215.06.001

Atenuatorul EM.0215.06.001 are o bună reducere a zgomotului, în toată gama audio, așa cum a dovedit și comparația factorilor globali de merit: aria de sub curba de zgomot a fost minimă.

Comparația cu atenuatorul de zgomot de serie, 89.15101.5001, evidențiază o mai bună atenuare la frecvențele joase. Sunt atenuate în principal fundamentală și armonică a 2-a, cele mai pregnante în spectrul motorului în funcționarea acestuia fără atenuator.

B. Pentru motorul 798-05 - Fig.2.11

Este evidentă, din diagramele spectrale, aceeași bună comportare la joasă frecvență (în special atenuarea fundamentalei).

Dat fiind numărul mai mare de cilindri, cu deplasarea corespunzătoare, către înaltă frecvență, a liniilor spectrului de zgomot, atenuarea armonicilor a doua este ușor diminuată față de atenuatorul de zgomot de serie.

În ansamblu însă, aria de sub curba de atenuare e mai redusă la EM.0215.06.001, ceea ce evidențiază superioritatea lui.

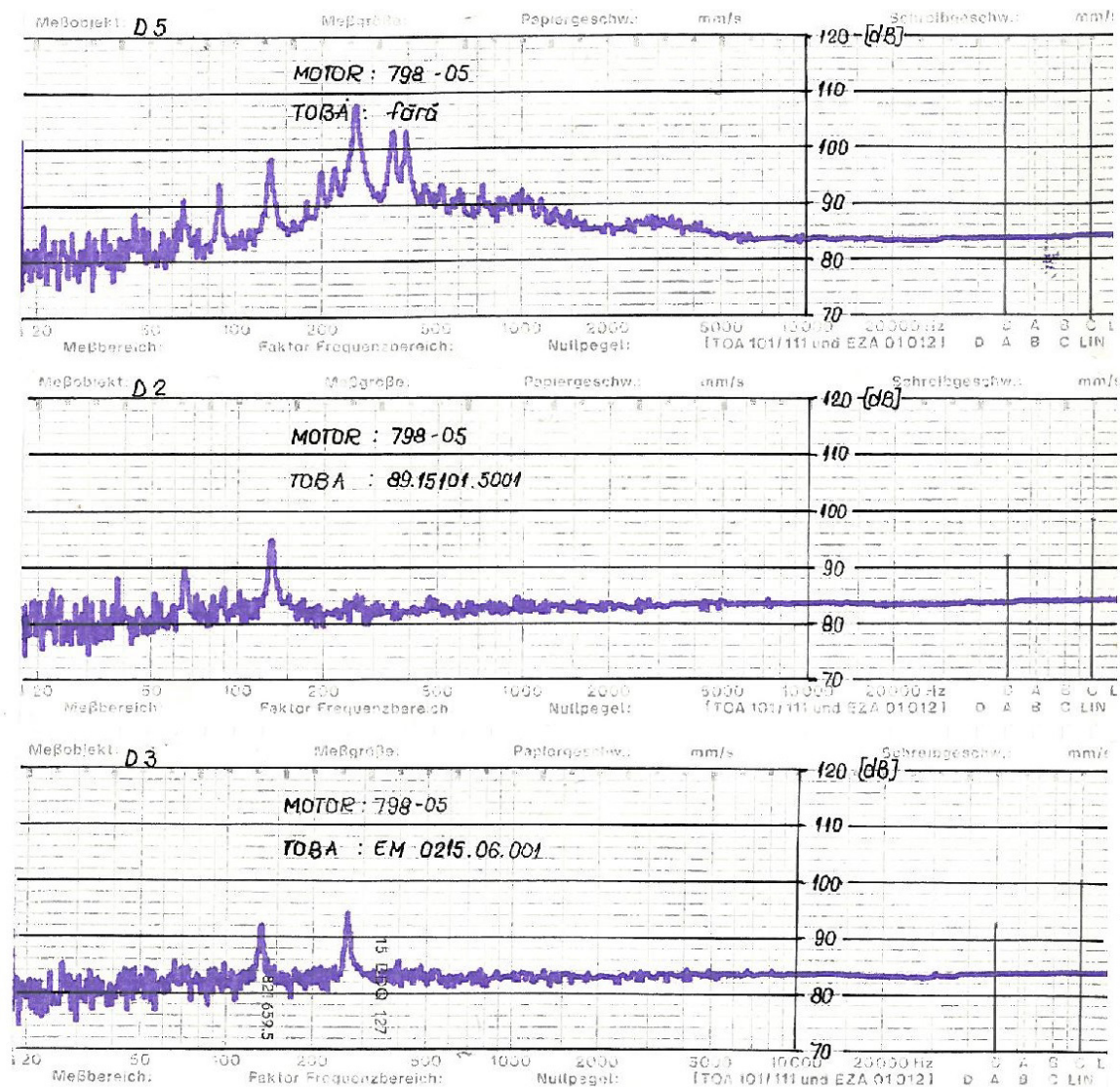


Fig.2.11. Analiza spectrală a zgomotului motorului 798-05 fără atenuator, cu atenuatorul de serie și cu atenuatorul prototip EM.0215.06.001

C. Pentru motorul D2156MTN8 - Fig.2.12

Cel mai bun rezultat a fost obținut cu atenuatorul de zgomot EM.0213.06.001 care a tăiat eficient armonicile superioare; posibilitățile de îmbunătățire sunt modificarea frecvenței de rezonanță a camerei destinate reducerii frecvenței fundamentale.

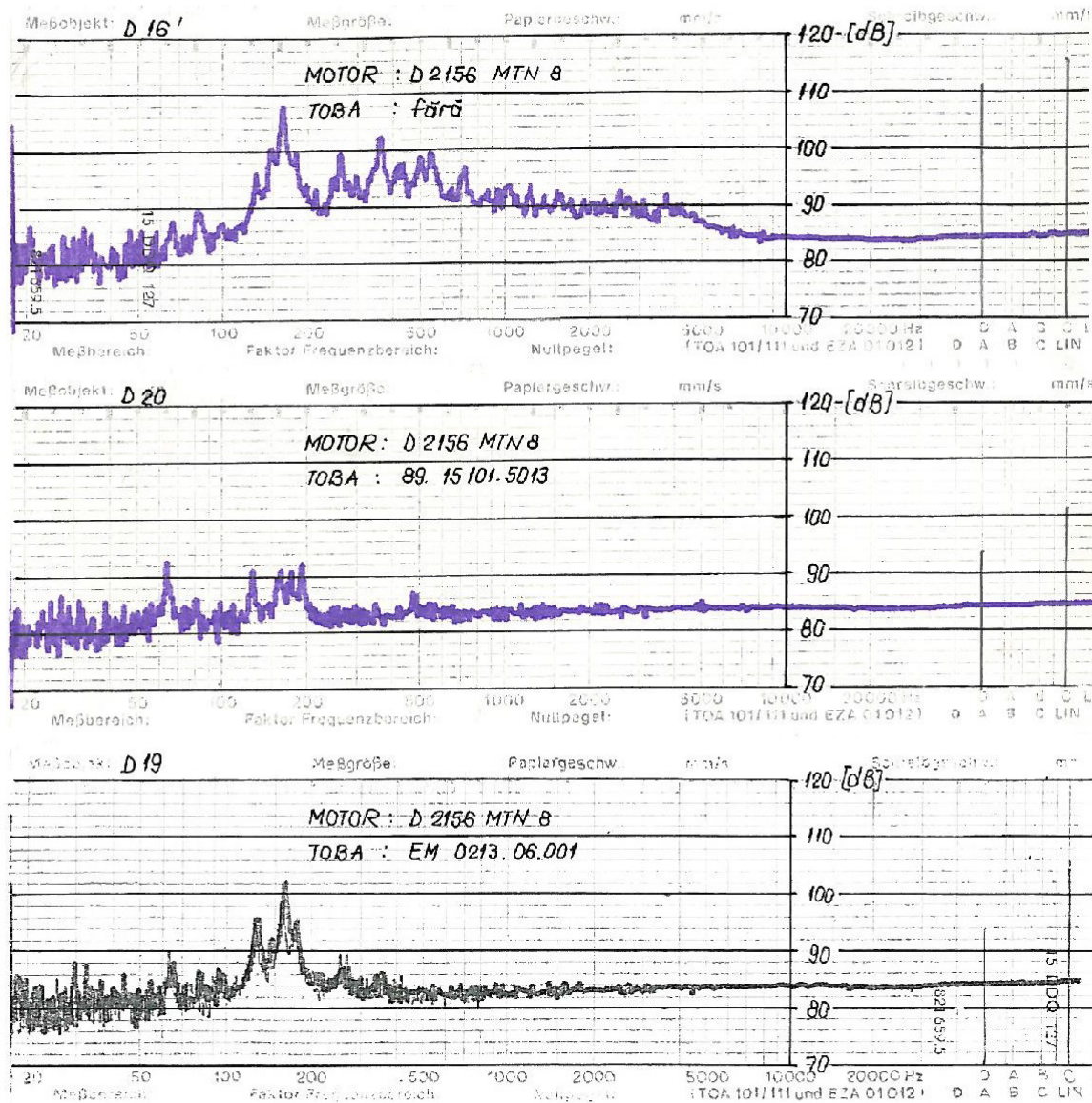


Fig.2.12.Analiza spectrală a zgomotului motorului D2156MTN8 fără atenuator, cu atenuatorul de serie și cu atenuatorul prototip EM.0213.06.001

D. Pentru motorul 1340 V8 DT - Fig.2.13

Alura reducerii zgomotului produsă de atenuatorul EM.0213.06.001 este asemănătoare cu cea a atenuatorului de serie 89.15101.5014 din punct de vedere spectral, dar atenuarea globală calculată prin integrare arată că prototipul EM.0213.06.001 este superior.

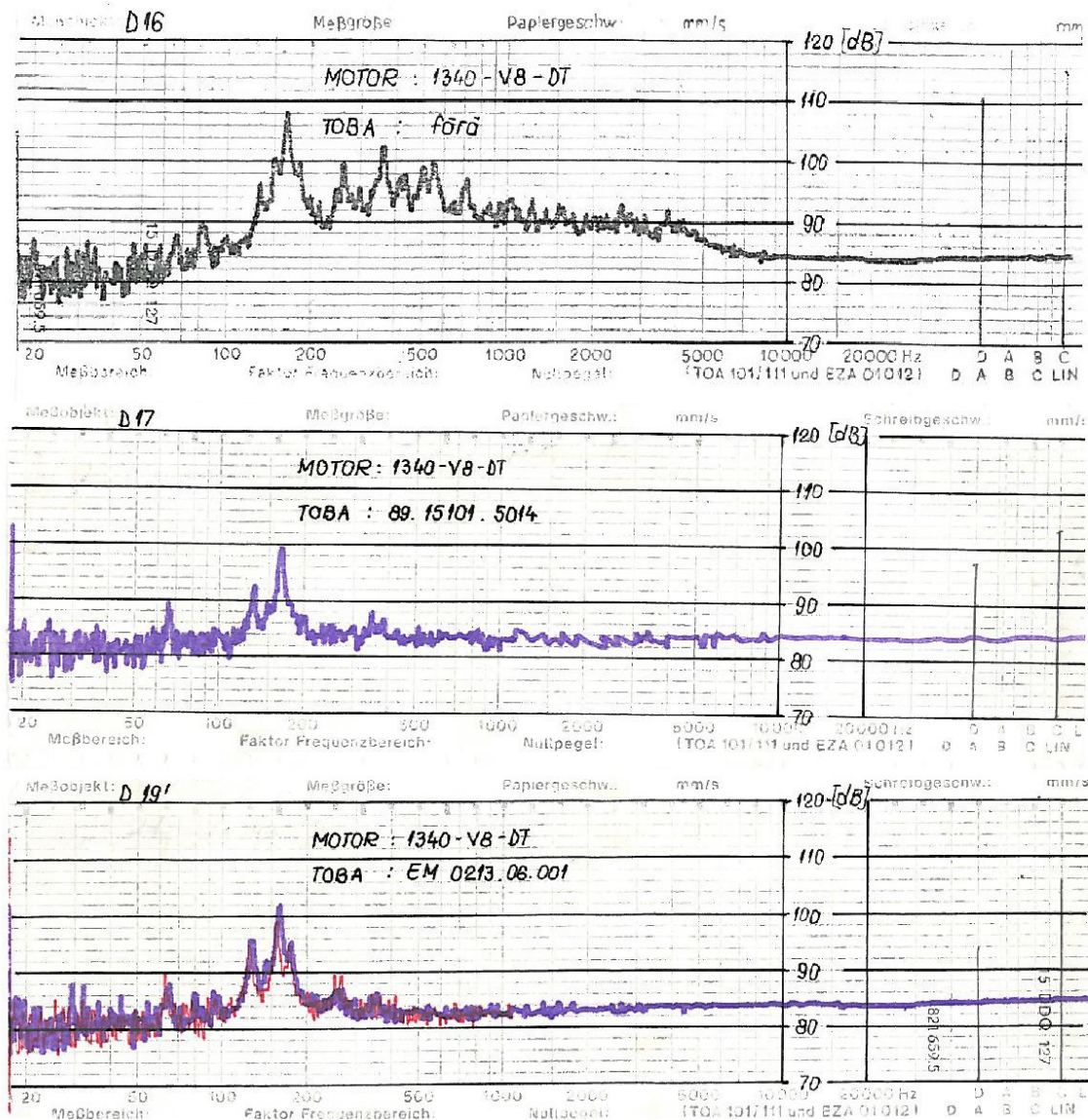


Fig.2.13. Analiza spectrală a zgomotului motorului 1340 V8DT fără atenuator, cu atenuatorul de serie și cu atenuatorul prototip EM.0213.06.001

Finanțarea lucrării a fost făcută de Ministerul Educației și Cercetării, rezultatele fiind publicate în articolul *Acoustical assessment of diesel engine noise* în volumul celei de –a X-a Conferințe a Congresului Internațional de Automobile “CONAT 1999”, prins în baza de date a Federației Internaționale a Societăților Inginerilor de Automobile (FISITA), bază de date recunoscută ca BDI.

2.3.2. REDUCEREA ZGOMOTULUI GLOBAL AL MOTORULUI

O altă lucrare de cercetare experimentală a urmărit reducerea zgomotului emis de motorul tip 1035L6–DTI și pentru acest lucru a fost necesar să se determine caracteristicile acustice ale motorului în diferite regimuri de funcționare, variind cu sarcina și turația, dar și distribuția zgomotului pe surse: zgomotul mecanic, cel al arderii și cel al ventilatorului. A fost simulată experimental și influența carcasării parțiale cu ecrane fonoabsorbante. Obiectivele cercetării au fost determinarea:

- zgomotului total al motorului (nivelul de putere acustică);
- zgomotului mecanic al motorului (nivelul de putere acustică);
- zgomotului generat de ventilator (nivelul de putere acustică);
- eficienței soluției carcasării parțiale a suprafeței motorului cu ecrane fonoabsorbante.

Pentru determinarea eficienței soluției carcasării parțiale a suprafeței motorului cu ecrane fonoabsorbante, suprafața motorului, în zonele de interes, a fost acoperită cu spumă poliuretanică de 80 mm grosime. Ecranarea a acoperit 40 % din suprafața motorului, capacul chiulasei, baia de ulei și partea laterală a blocului cilindrilor, cum se poate vedea în figura 2.14.





Fig 2.14. Vedere laterală a blocului cilindrilor și a băii de ulei izolate

Regimul de încercare descris în tabelul 2.4 pentru care au fost efectuate măsurările acustice a fost cuprins în domeniul turațiilor între valorile $\frac{3}{4}S$ și S , unde S este turația corespunzătoare puterii nominale maxime a motorului. Acest regim de încercare corespunde regimului de funcționare a motorului vehiculului în timpul măsurării zgomotului exterior conform Regulamentului nr.51 ECE-ONU amendamentul 02 [51].

Regimul de încercare	Turația	Cuplul	Observații
I	528 rpm	0	Turația de relanti.
II	1575 rpm	1070 Nm	Turația egală cu $\frac{3}{4}$ din turația corespunzătoare puterii maxime. Sarcina corespunzătoare caracteristicii externe a motorului.
III	1800 rpm	950 Nm	Sarcina corespunzătoare caracteristicii externe a motorului.
IV	2100 rpm	850 Nm	Turația corespunzătoare puterii maxime. Sarcina corespunzătoare caracteristicii externe a motorului.

Tabelul 2.4. Regimurile de încercare ale motorului

Determinările experimentale au fost efectuate conform ISO 3744:1997 [53], în sarcină, pe standul de încercări motoare de la INAR SA Brașov dotat cu frână de curent continuu, aflat într-o cameră tratată acustic.

Valoarea nivelului de putere acustică, L_{WA} , a fost obținută în urma măsurării nivelurilor de presiune acustică echivalente, L_{eqi} , (constantă de timp F, curbă de ponderare în frecvență A, domeniul de frecvențe 20 Hz ÷ 12500 Hz, analiză în 1/3 octave, timpul de măsurare 1 minut) în șapte puncte de măsurare aflate la o distanță de 0,5 m față de motor, la care au fost aplicate corecțiile pentru zgomotul de fond și pentru mediul de încercare.

Punctele de măsură au fost plasate pe suprafața exterioară a unui paralelipiped de măsură în interiorul căruia a fost încadrat motorul, cu dimensiunile: 2340 mm x 1810 mm x 1920 mm, conform figurii 2.15.

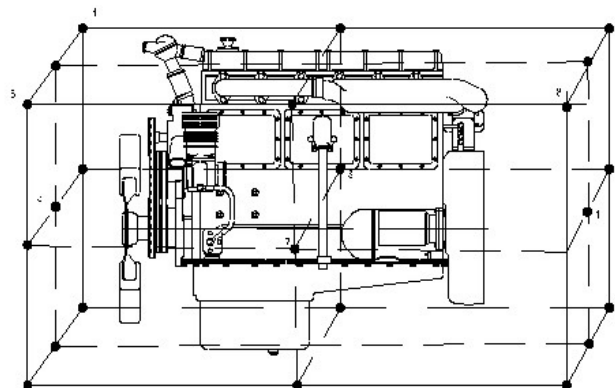


Fig.2.15 Configurația punctelor de măsurare a zgomotului

Măsurările efectuate s-au încadrat în clasa 2 de exactitate (metoda tehnică). Măsurările acustice au fost efectuate cu ajutorul unui sonometru Brüel & Kjør clasa 1 de precizie care permite măsurarea nivelului de presiune acustică echivalent, L_{eq} , conform normei IEC 1672.

Prelucrarea datelor experimentale și efectuarea analizei în frecvență a fost efectuată cu ajutorul pachetului software de programare grafică LabVIEW.

Determinarea zgomotului total al motorului

Zgomotul motorului (nivelul de putere acustică) a fost determinat în următoarele variante:

- a) Motorul în varianta constructivă de serie (cu ventilator);
- b) Motorul fără ventilator, pentru determinarea zgomotului generat de ventilator;
- c) Motorul echipat cu ecrane fonoabsorbante, în varianta fără ventilator, pentru determinarea eficienței soluției carcasării parțiale a suprafeței motorului.

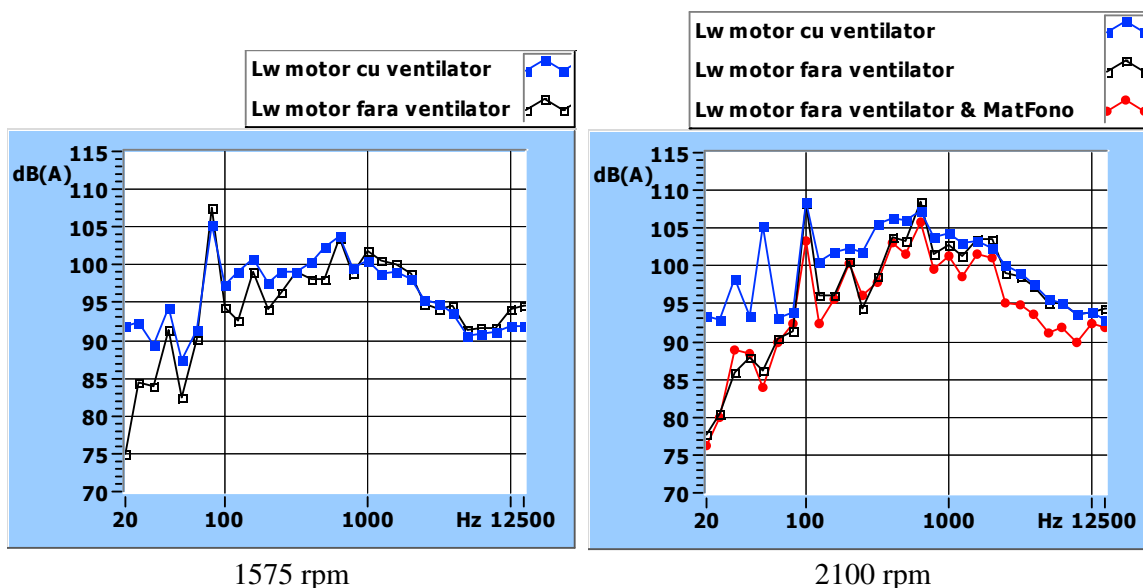
Zgomotul mecanic (nivelul de putere acustică) a fost determinat în toate variantele a,b,c, de mai sus în situația în care motorul a fost antrenat de către frâna electrică a standului de încercare.

Valorile nivelurilor de putere acustică obținute pentru regimurile de funcționare ale motorului în variantele de încercare specificate sunt prezentate în tabelul 2.5. Valoarea maximă a zgomotului motorului (nivelul de putere acustică), 114 dB(A), a fost obținută pentru varianta motorului cu ventilator, la 2100 rot/min (turația corespunzătoare puterii maxime), în sarcină.

Turația	Nivelul de putere acustică L_{WA} , în dB(A)		
	Motor cu ventilator	Motor fără ventilator	Motor (fără ventilator) acoperit cu material fonoabsorbant
528 rpm	-	97,4	-
1575 rpm	109,8	110	-
1800 rpm	-	111,5	-
2100 rpm	114	113,3	110,9

Tabelul 2.5. Zgomotul total al motorului

În cazul încercării motorului fără ventilator, cu și fără ecrane fonoabsorbante, se constată că prin echiparea cu ecrane fonoabsorbante zgomotul motorului a fost redus cu 2,4 dB(A). Spectrele nivelurilor de putere acustică L_{WA} ale zgomotului motorului obținute pentru turațiile 1575 rpm și 2100 rpm în variantele de încercare specificate sunt prezentate în figura 2.16.

Fig.2.11. Spectrele nivelurilor de putere acustică L_{WA} ale zgomotului motorului.

Estimarea valorii zgomotului emis de motor la o distanță precizată

Presupunând că motorul ar fi singura sursă de zgomot a vehiculului, se poate estima că la distanța de 7,5 m (la care este măsurat zgomotul exterior al vehiculului în deplasare accelerată conform Reg. nr.51 ECE-ONU amendamentul 02) nivelul de presiune acustică al zgomotului emis de motor va avea valorile prezentate în tabelul 2.6. Se constată că, în varianta constructivă de serie a motorului (cu ventilator), zgomotul (nivelul de presiune acustică) perceput la 7,5 m este foarte mare, și anume 88,5 dB(A), la 2100 rpm (turația corespunzătoare puterii maxime), în sarcină.

Turația	Nivelul de presiune acustică $L_{p\ 7,5m}$, în dB(A)		
	Motor cu ventilator	Motor fără ventilator	Motor (fără ventilator) acoperit cu material fonoabsorbant
528 rpm	-	71,9	-
1575 rpm	84,3	84,5	-
1800 rpm	-	86	-
2100 rpm	88,5	87,8	85,4

Tabelul 2.6 Zgomotul emis de motor la distanța de 7,5 m

În cazul motorului fără ventilator, prin echiparea cu ecrane fonoabsorbante s-a obținut o reducere semnificativă a zgomotului motorului, nivelul de presiune acustică perceput la 7,5 m fiind 85,4 dB(A). Având în vedere că prin carcasarea compartimentului motorului cu panouri fonoabsorbante se poate obține o reducere a zgomotului exterior cu aproximativ 6 – 7 dB(A), se poate trage concluzia că prin montarea pe suprafața motorului (în zonele experimentate) a unor ecrane fonoabsorbante se va obține o reducere a zgomotului motorului care să permită încadrarea vehiculelor echipate cu astfel de motoare în limita 80 dB(A) a zgomotului exterior impusă de Reg. nr.51–02 ECE–ONU.

Zgomotul mecanic al motorului

Valorile nivelurilor de putere acustică obținute pentru regimurile de funcționare ale motorului în variantele de încercare specificate sunt prezentate în tabelul 2.7.

Turația	Nivelul de putere acustică L_{WA} , în dB(A)			
	Cu ventilator	Fără ventilator	Motor acoperit cu material fonoabsorbant	
			Cu ventilator	Fără ventilator
528 rpm	95	96	93,7	93,1
1575 rpm	105,8	101,2	104,3	98,4
1800 rpm	109	103,9	107,7	101,1
2100 rpm	112,8	108,3	111,4	105,3

Tabelul 2.7 Zgomotul mecanic

Valoarea maximă a zgomotului mecanic (nivelul de putere acustică) 112,8 dB(A) a fost obținută pentru varianta constructivă de serie a motorului (cu ventilator), la turația 2100 rpm (turația corespunzătoare puterii maxime), în sarcină. Se constată că prin echiparea cu ecrane fonoabsorbante zgomotul mecanic al motorului fără ventilator a fost redus cu 3 dB(A). În cazul motorului echipat cu ventilator, reducerea obținută a fost de 1,4 dB(A), valoarea mai mică a reducerii datorându-se zgomotului mare generat de ventilator.

Spectrele nivelurilor de putere acustică L_{WA} ale zgomotului mecanic obținute pentru turațiile 1575 rpm și 2100 rpm în variantele de încercare specificate sunt prezentate în figura 2.17.

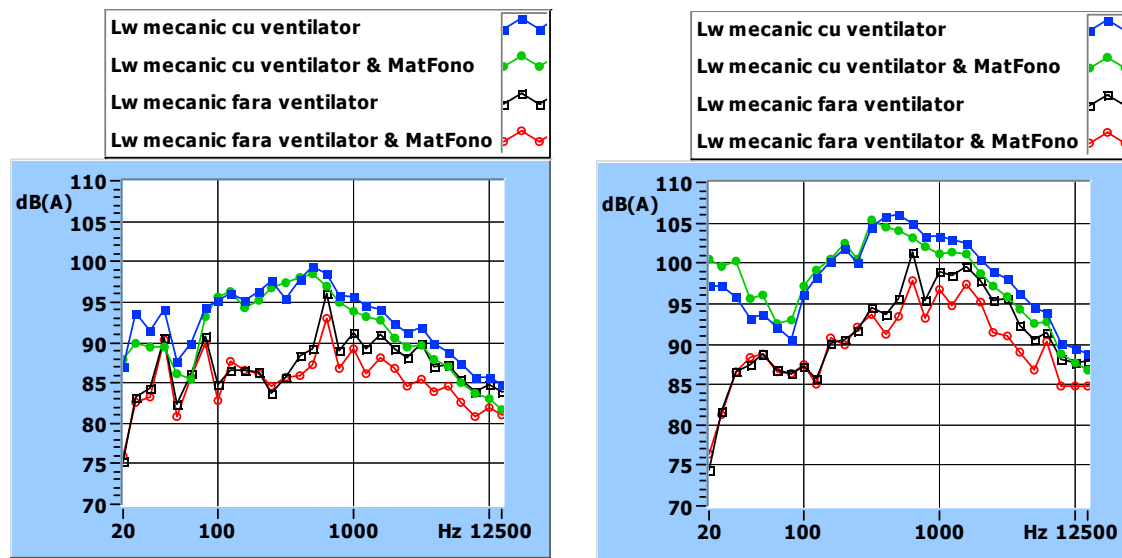


Fig.2.17 Spectrele nivelurilor de putere acustică L_{WA} ale zgomotului mecanic

Comparația valorilor zgomotului mecanic cu valorile zgomotului de ardere

Plecând de la rezultatele obținute în varianta motor fără ventilator, prin efectuarea diferenței logaritmice dintre zgomotul global al motorului și zgomotul mecanic a fost determinat zgomotul de combustie al motorului (nivelul de putere acustică). Rezultatele obținute, precum și diferențele dintre valoarea zgomotului de ardere și valoarea zgomotului mecanic, sunt prezentate în tabelul 2.8.

Turația	Nivel de putere acustică L_{WA} , în dB(A)			Diferența zg. de combustie – zg. mecanic, în dB(A)
	Zgomot motor fără ventilator	Zgomot mecanic	Zgomot de combustie	
a) Motor fără material fonoabsorbant				
528 rpm	97,4	96	91,8	-4,2
1575 rpm	110	101,2	109,4	8,2
1800 rpm	111,5	103,9	110,7	6,8
2100 rpm	113,3	108,3	111,7	3,4
b) Motor acoperit cu material fonoabsorbant				
2100 rpm	110,9	105,5	109,4	3,9

Tabelul 2.8 Diferența dintre zgomotul de combustie și zgomotul mecanic

Se observă că ponderea zgomotului mecanic în zgomotul global al motorului este foarte mare. În cazul regimului de funcționare al motorului la turația 2100 rpm, în sarcină, regimul în care se obține zgomotul global maxim al motorului, diferența dintre valoarea zgomotului de combustie și valoarea zgomotului mecanic este de 3,4 dB(A). Prin echiparea cu ecrane fonoabsorbante, la același regim de încercare diferența dintre valoarea zgomotului de combustie și valoarea zgomotului mecanic a crescut la 3,9 dB(A), ceea ce înseamnă că montarea ecranelor fonoabsorbante în zonele alese ale suprafeței motorului are efect în reducerea în special a zgomotului mecanic. Diagramele nivelurilor de putere acustică funcție de turație ale zgomotului mecanic, zgomotului de combustie și ale zgomotului global al motorului pentru variantele de încercare specificate sunt prezentate în figura 2.18.

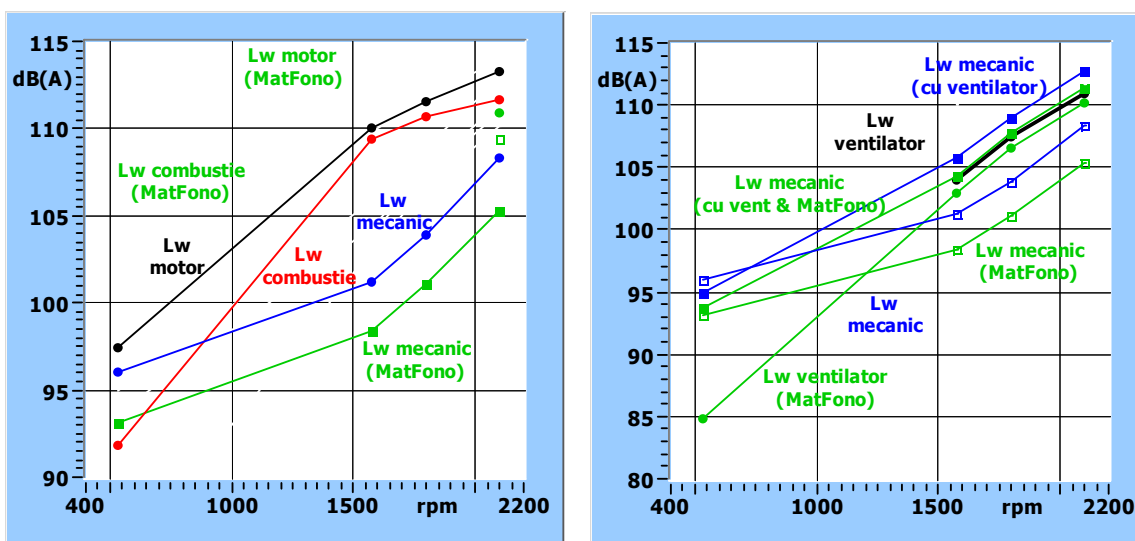


Fig.2.18 Nivelurile de putere acustică L_w funcție de turație la sarcină totală

Zgomotul generat de ventilator

Prin efectuarea diferenței logaritmice dintre zgomotul mecanic al motorului cu și fără ventilator a fost determinat zgomotul generat de ventilator (nivelul de putere acustică). Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 2.9:

Turația	Nivelul de putere acustică L_{WA} , în dB(A)		
	Zgomot mecanic, motor cu ventilator	Zgomot mecanic, motor fără ventilator	Zgomot ventilator
a) Motor fără material fonoabsorbant			
528 rpm	95	96	-
1575 rpm	105,8	101,2	104
1800 rpm	109	103,9	107,4
2100 rpm	112,8	108,3	110,9

b) Motor acoperit cu material fonoabsorbant			
528 rpm	93,7	93,1	84,8
1575 rpm	104,3	98,4	103
1800 rpm	107,7	101,1	106,6
2100 rpm	111,4	105,3	110,2

Tabelul 2.9 Zgomotul ventilatorului

Se observă că ponderea zgomotului ventilatorului în zgomotul global al motorului este foarte mare. În cazul regimului de funcționare al motorului la turația 2100 rot/min zgomotul ventilatorului este de 110,9 dB(A). Rezultatele obținute în urma măsurării zgomotului mecanic al motorului care a fost echipat cu ecrane fonoabsorbante sunt aproximativ egale cu cele obținute în cazul motorului fără ecrane fonoabsorbante, ceea ce confirmă corectitudinea măsurărilor efectuate. Diagramele nivelurilor de putere acustică funcție de turație ale zgomotului ventilatorului pentru variantele de încercare specificate sunt prezentate tot în figura 2.18.

Concluzii

1. Cercetarea a dezvoltat o procedură experimentală de evaluare a zgomotului motorului care indică punctele vulnerabile ale generării de zgomot. A putut fi identificată contribuția zgomotului mecanic și zgomotului arderii în spectrul zgomotului total.
2. Analiza spectrului de frecvențe indică contribuția distinctă de 10dB a ventilatorului în domeniul 100 - 800 Hz; asupra ventilatorului trebuie aplicate măsuri drastice de reducere a zgomotului.
3. Este observabil și efectul materialului fonoabsorbant în domeniul 1000 - 12500 Hz. Ecranarea parțială are o eficiență a reducerii zgomotului total de până la 3 dB, constantă pe tot domeniul de turații.

Finanțarea lucrării a fost făcută de SC Roman prin contractul Reducerea zgomotului motorului ROMAN 1035-L6 –DTI prin metode pasive de ecranare parțială, rezultatele fiind publicate în articolul Selection of Abatement Techniques Based on Engine Noise Analysis în volumul celei de –a XI-a Conferințe a Congresului Internațional de Automobile “CONAT 2004”, prins în baza de date BDI (<http://www.fisita.com>).

2.3.3 REDUCEREA ZGOMOTULUI AMBIENTAL

Zgomotul motoarelor poate fi privit și prin prisma receptorului uman, care poate fi deranjat de nivelurile acustice prea ridicate. Studiul următor a cuprins cercetarea referitoare la reducerea zgomotului produs de un motor cu ardere internă staționar care propulsează un grup de cogenerare și care este plasat într-un cartier de blocuri de locuințe în orașul Brașov. Rezultatele cercetării au fost publicate într-un articol ISI, iar soluția propusă a fost implementată, rezolvând plângerea locatarilor.

Principalele idei sunt rezumate în cele ce urmează:

Uniunea Europeană a fixat proceduri de evaluare a zgomotului ambiental limitând nivelul sonor echivalent ponderat după filtrarea A, (L_{eq}), al surselor din transporturi și din industrie în intervalul 45 – 55 dB(A). Valorile limită impuse de autoritățile române sunt chiar mai severe [54], pentru zone rezidențiale de 50 dB(A) pe timp de zi și de 40 dB(A) pe timp de noapte.

Sursele de zgomot

Centrala termică a cartierului e alcătuită dintr-un sistem de cogenerare cu motor cu ardere internă alimentat cu gaz natural (puterea termică nominală de 2,48 MWt, iar cea electrică de 2,674 MWe) și un cazan de apă caldă alimentat cu gaz natural de 10 Gcal/h, echipamentele fiind montate în două camere separate ale aceleiași clădiri și funcționând continuu. Principalele surse de zgomot ale centralei sunt pompele, ventilatoarele, compresoarele, instalațiile de evacuare și admisie, toate fiind situate în clădire cu excepția sistemului de răcire. Configurația zonei este descrisă în tabelul 2.9, având ca referință clădirea centralei.

Orientare	Obstacole	Distanță [m]
Sud	A – Bloc P+4	19.5
Vest	B – Bloc P+4	31.8
Nord	C – Bloc P+9	10.8
Est	D – Bloc P+9	52.0

Tabelul 2.10 Configurația clădirii față de blocurile învecinate

Vederea generală a zonei este reprezentată în fig 2.19, în care centrala este marcată cu DHP (District Heating Plant), iar blocurile de locuințe cu A, B, C și D. Sursele de zgomot sunt marcate cu litera S, de la S1 la S6, iar receptorii de zgomot cu litera R, de la R1 la R5.

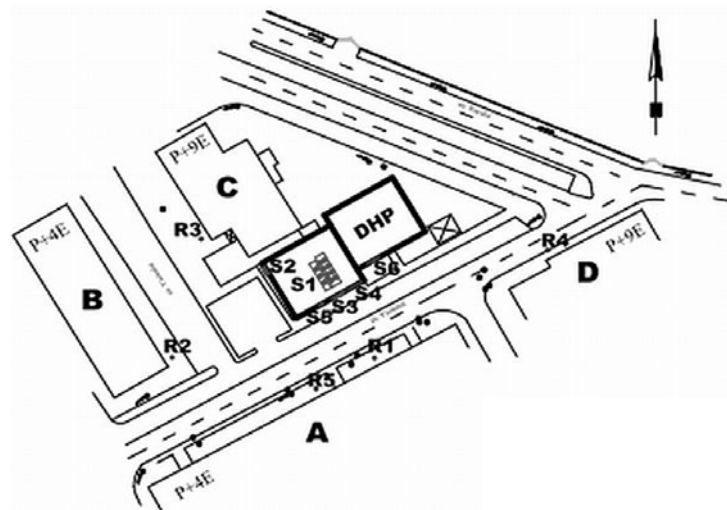


Fig. 2.19 Vedere generală a zonei

Pentru a determina nivelul acustic în diferite puncte care au fost alese pentru analiză trebuie considerate undele sonore directe, dar și cele reflectate de obstacolele întâlnite pe traseul de propagare, fiind importantă precizia poziționării surselor și dimensiunile obstacolelor [55-57].

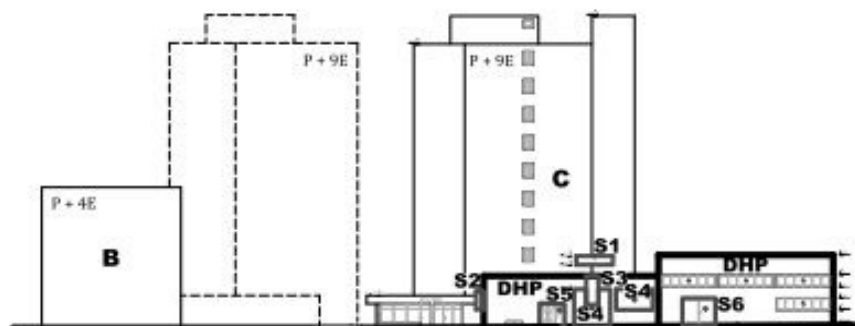
Contribuția unei surse la nivelul global al zgomotului la receptor (punctul de imisie) este influențată de următorii factori: puterea acustică a sursei, compoziția spectrală a puterii acustice, distanța dintre sursă și receptor, prezența obstacolelor în calea propagării undelor acustice și localizarea acestora, unghiul de reflexie al undei acustice, cota la care este situată sursa (influențează ponderea efectului solului), condițiile meteorologice locale, durata de acțiune a fiecărei surse și a fiecărui regim de funcționare.

Analiza anvelopei de zgomot a centralei a condus la concluzia că sunt șase surse de zgomot mai mici care pot fi identificate în figura 2.20, după cum urmează: S1– instalația de răcire a centralei de cogenerare situată pe terasa clădirii, S2– instalația de admisie a aerului pentru motor, S3– evacuarea aerului ventilat din clădire, S4– peretele fără tratare acustică, S5– ușa de acces în camera motorului, S6– ușa de acces în camera cazanului.

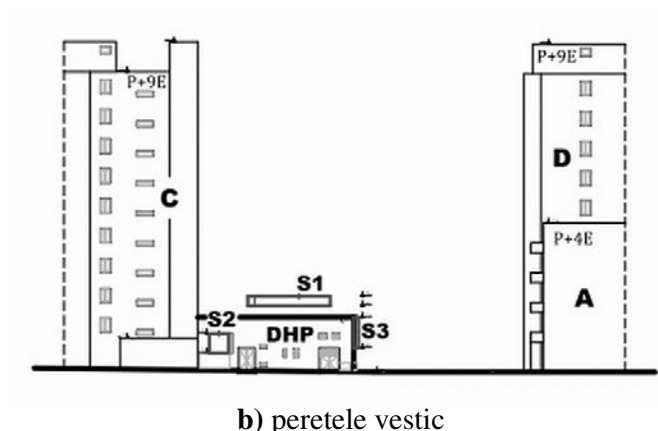
Măsurarea zgomotului și strategia de lucru

Au fost urmărite următoarele etape în rezolvarea problemei de zgomot:

- Identificarea principalelor surse de zgomot;
- Efectuarea măsurărilor in situ ale nivelurilor de presiune sonoră a surselor;
- Măsurarea nivelurilor de presiune sonoră ale receptorilor, în puncte reprezentative, aproape de ferestrele apartamentelor;
- Poziționarea în coordonate carteziene (x, y, z) a surselor de zgomot, a suprafețelor reflectante și absorbante ale zonei locuite (clădiri și obstacole);
- Calcularea imisiilor de zgomot în punctele relevante;
- Simularea acțiunii separate a fiecărei surse și evaluarea contribuției la zgomotul total în punctele de imisie, înainte și după implementarea metodelor de reducere a zgomotului ;
- Compararea nivelurilor de zgomot cu cele limită, impuse de legislație.
-



a) peretele sudic al clădirii



b) peretele vestic

Fig. 2.20 Sursele de zgomot

Nivelurile de zgomot în punctele reprezentative au fost calculate conform standardului internațional [58] care prezintă o metodă tehnică pentru calculul atenuării sunetului propagat în aer liber, în vederea predeterminării nivelurilor de zgomot ambiental, aflate la o anumită distanță de diferite surse. Principalul indicator este nivelul de presiune acustică echivalentă continuă, ponderată A care a ținut seamă de divergența geometrică, absorbția atmosferică, efectul solului, reflexia de pe suprafețe, ecranarea de către obstacole. La aplicarea metodei, sursele de zgomot s-au considerat punctiforme fiind verificată condiția ca distanța d de la sursă la receptor să fie mai mare decât dublul înălțimii sursei H_{max} ($d > 2H_{max}$). Având în vedere că programul de lucru al activităților industriale generatoare de zgomot este același pe toată durata unei zile (24 ore), neexistând variații ale zgomotului semnificative pe intervale de timp, nu a fost nevoie să se calculeze nivelul de presiune acustică echivalent pentru 24 ore.

Măsurările acustice au fost efectuate cu un sonometru integrator cu memorie tip SOLO-SLM: domeniul de măsură 30 – 137dB (clasa 1), ponderea în frecvență A, B, C și Lin, precizia conform IEC 804 și IEC 651, clasa 1, (BAV) pentru microfon detașabil, calibrator, stație Meteo WS1070 etc. Nivelurile de putere acustică (L_w) ponderate A ale celor șase surse sunt date în tabelul 2.11:

Sursa de zgomot	Poziția	L_w
S1	Acoperiș	85.50
S2	Vest	88.27
S3	Sud	85.66
S4	Sud	84.09
S5	Sud	77.84
S6	Sud	81.67
TOTAL:		92.69

Tabelul 2.11. Nivelurile de putere acustică în dB(A)

Nivelurile de putere sonoră L_w au fost determinate conform standardului bazat pe măsurarea nivelurilor de presiune sonoră, L_p [59]. Au fost alese 5 puncte receptor reprezentative, aproape de blocuri. Microfonul a fost poziționat la 1.5 m deasupra solului și la 2.0 m de fațada celui mai apropiat bloc, ca în figura 2.14: R1, R5 – pe fațada blocului A, R2 – pe fațada blocului B, R3 – pe fațada blocului C, R4 – pe fațada blocului D, iar valorile măsurate L_{eq} echivalente în cele 5 puncte receptor sunt prezentate în tabelul 2.12.

Valorile calculate sunt apropiate de cele măsurate pe timp de zi, iar zgomotul de fond este mai mare decât limita de zgomot (50 dBA) indicând faptul că sunt alte surse de zgomot care contribuie la zgomotul de fond, în acest caz fiind zgomotul traficului rutier.

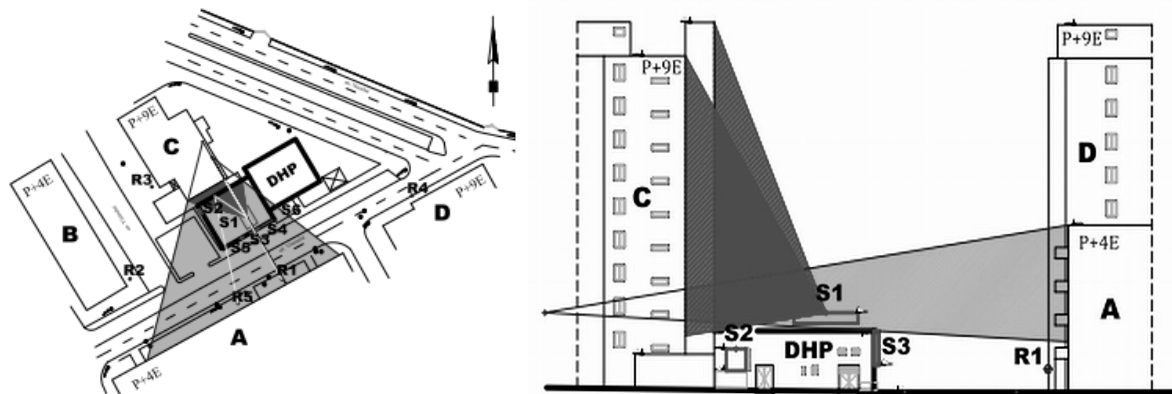
	Măsurat	Calculat	Zgomot de fond
R1	59,7	59,4	– *)
R2	57,5	57,4	54,1
R3	57,4	53,5	50,4
R4	52,6	50,4	– *)
R5	59,1	60,6	53,8

*) Fără măsurări.

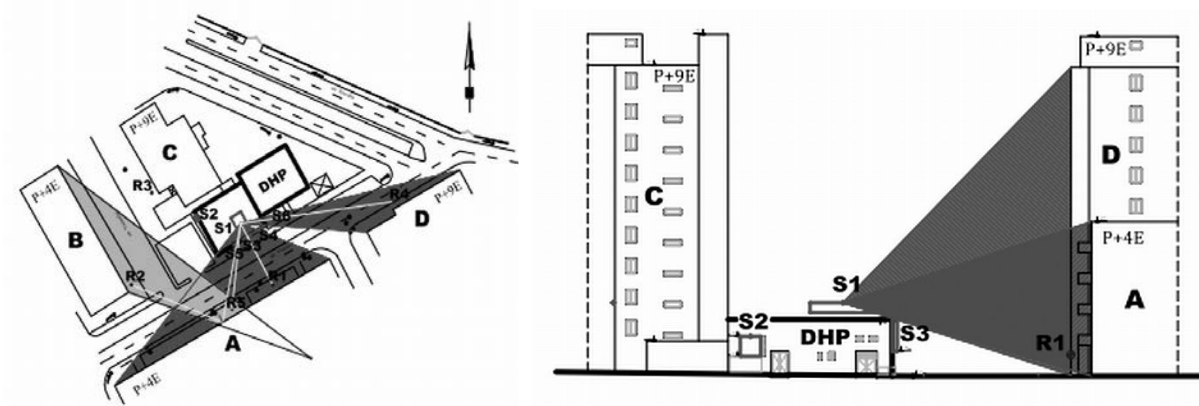
Tabelul 2.12. Nivelele de presiune sonoră echivalente, L_{eq} , în dB(A)

Analiză căilor de propagare

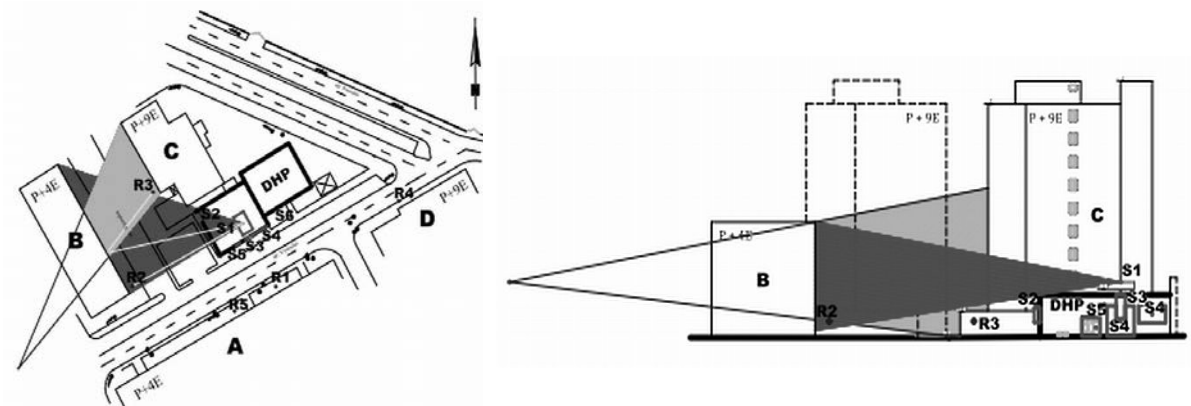
Din analiza pozițiilor spațiale se poate observa că zgomotul generat de centrala DHP se reflectă pe fațadele blocurilor învecinate. Punctele receptor colectează și unda directă și cea reflectată, însumându-le logaritmice. Analiza căilor de propagare a permis găsirea ponderii fiecărei surse în zgomotul total din punctele receptor, fiind identificate pentru fiecare sursă căile de propagare, care sunt ilustrate în fig.2.21.



a) de la fațada blocului C către fațada blocului A –punctele R1 și R5



b) de la fațada blocului A către fațada blocului B- punctul R2



c) de la fațada blocului B către fațada blocului C – punctul R3

Fig. 2.22 Reflexiile sursei S1 (S – surse, R – receptori, A, B, C, D – blocurile, linia neagră – sunetul direct, linia gri –sunetul reflectat)

Analiza contribuției zgomotului direct și cel indirect pentru fiecare punct receptor, ilustrată în fig.2.22 a condus la identificare surselor care influențează direct reflexiile și ponderea lor în zgomotul global, astfel se poate stabili pentru fiecare sursă minimum de reducere, iar pentru reflexii se pot considera redirectionări care să evite zona blocurilor de locuințe.

Zgomotul la receptori

Zgomotul receptat a fost calculat ca suma logaritmică a zgomotului direct și a celui reflectat. Cele mai mari niveluri au fost înregistrate (fig.2.23), în ordine descrescătoare în punctele R5, R1 și R2.

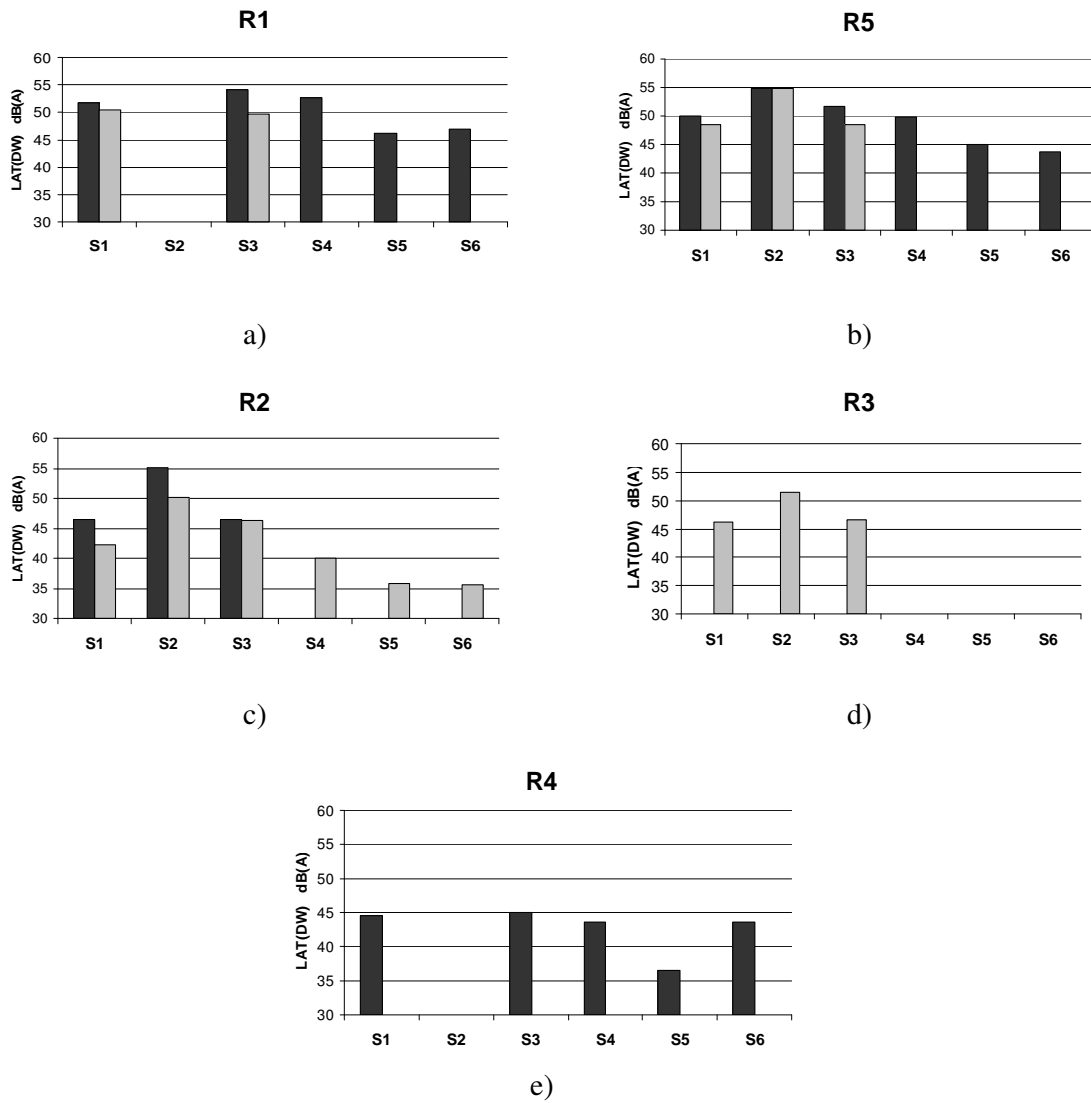


Fig. 2.23 Contribuția sursei directe (cu negru) și indirecte (reflexii - cu gri) la imisia globală de zgomot

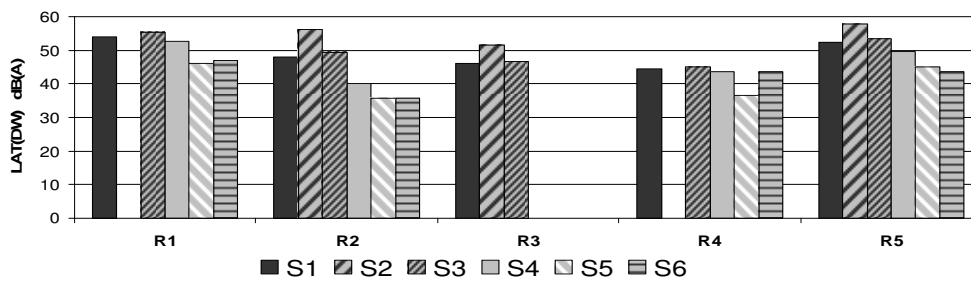
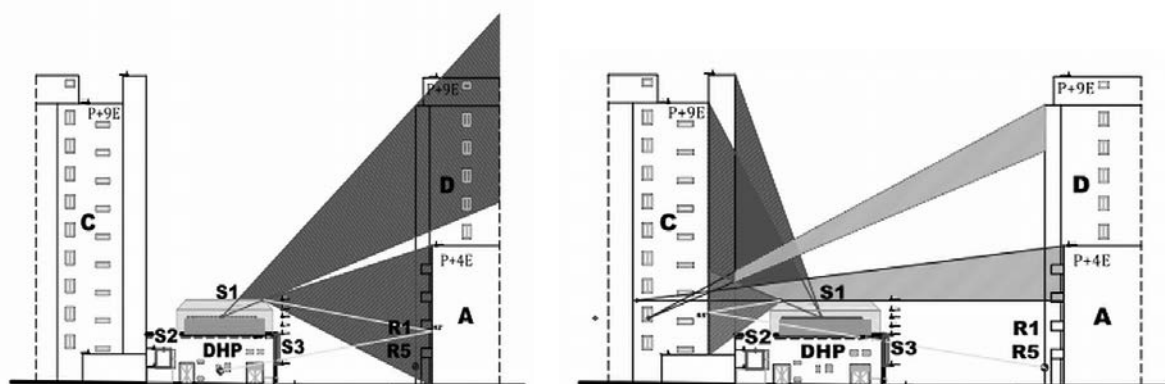


Fig. 2.24 Nivelurile de zgomot ale surselor în punctele receptor

Sursele cu cea mai mare contribuție asupra imisiilor sunt S1, S2, S3 și S4. Fiindcă sursele S3 și S4 sunt foarte apropiate se vor considera identice în scenariile următoare.

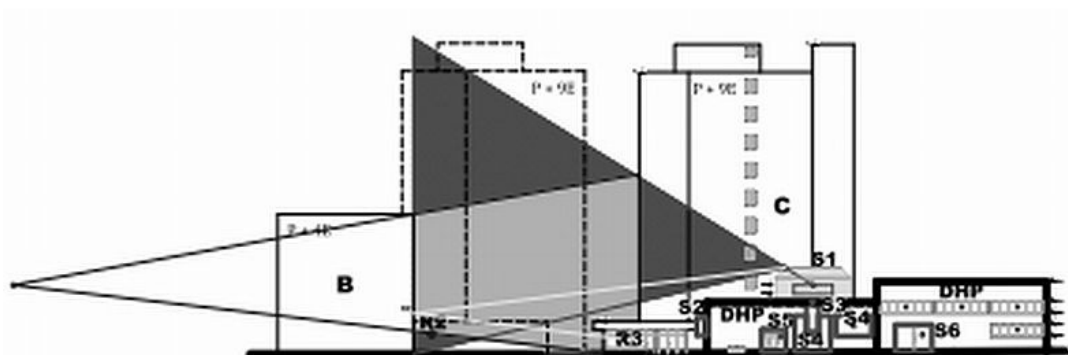
Scenarii de reducere a zgomotului

Primul scenariu propune ecranarea cu o barieră acustică a acoperișului clădirii centralei în jurul sistemului de răcire [60-62]. Pentru a obține un con de umbră acustică pentru fațade (fig.2.24), ecranul trebuie plasat la cel mult 2 m de sursa S1, cu înălțimea de minimum 4 m și cu diferența pe verticală dintre sistemul de răcire și ecran de minimum 1,85 m. Montarea ecranului aproape de sursa S1 e foarte eficientă pentru reducerea zgomotului la receptorii R1 și R5.



a) unda directă către blocul A (puncte receptor R1, R5)

b) unda reflectată de la blocul C către blocul A (puncte receptor R1, R5)



c) unda reflectată de la blocul B către blocul C (punct receptor R3)

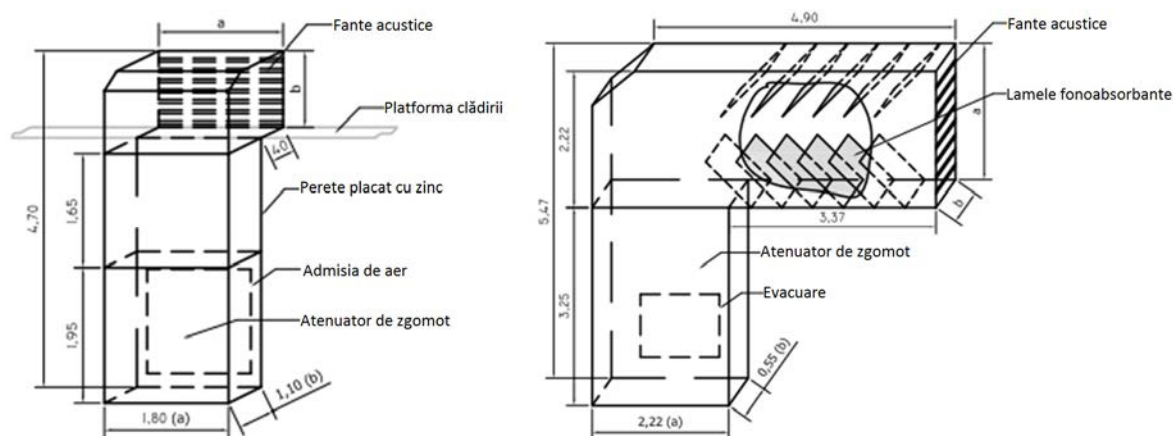
Fig.2.24. Propagarea zgomotului de la sursa S1 (S – surse, R – receptori, A, B, C, D – blocurile, linia neagră – sunetul direct, linia gri –sunetul reflectat)

Prin compararea nivelurilor de presiune sonoră înainte și după montarea ecranului s-a putut observa o reducere semnificativă a zgomotului, conform tabelului 2.13.

	Nivel de zgomot înainte de ecranare	Nivel de zgomot după ecranare
R1	54,1	33,5
R2	48,3	32,8
R3	46,4	31,1
R4	44,5	29,4
R5	52,6	36,4

Tabelul 2.13. Nivelul de presiune acustică continuu echivalent, în direcția vântului , $L_{AT}(DW)$, în dB(A) la sursa S1 înainte și după montarea ecranului

Altă măsură aplicabilă este montarea unor atenuatori de zgomot la intrarea instalației de admisie și de evacuare, cum se poate vedea în fig.2.25.



Conducta de admisie

Conducta de evacuare

Fig. 2.25 Atenuatoare de zgomot

Potențialul atenuării prin aplicarea ambelor metode este ilustrat în fig.2.26, observându-se că fiecare receptor are nivelul de zgomot sub limita de 40 dB(A) ceea ce permite încadrarea în standarde.

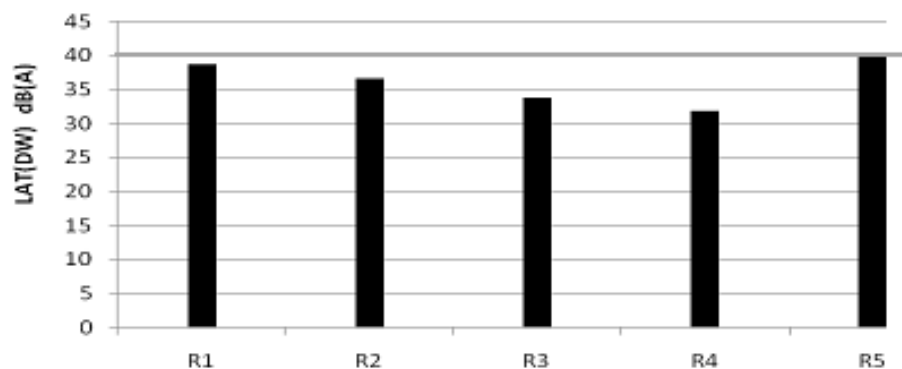


Fig. 2.26. Niveluri de presiune acustică estimate

Concluzii

Măsurările de zgomot efectuate în zona unei centrale termice au indicat depășirea limitelor europene și românești. Particularitatea acestui caz este dată de prezența unor surse de zgomot foarte puternice în mijlocul unei zone urbane; reflexiile undelor sonore au făcut analiza dificilă, acestea contribuind cu valori semnificative asupra imisiilor. Studiul căilor de propagare a zgomotului a condus la selectarea unor metode de ecranare și de atenuare active (atenuatoare), metode care sunt simple, ieftine și ușor de executat și care în final asigură încadrarea zgomotului în limitele standardizate.

Rezultatele cercetării au fost publicate în articolul Evaluation and abatement of environmental noise. A case study for district heating plant placed in a residential area of Brasov – Romania, publicat în revista cotate ISI Environmental Engineering and Management Journal în volumul 14 din ianuarie 2015.

CAPITOLUL 3

CREȘTEREA EFICIENȚEI PROCESELOR DIN MOTOARE

Dezvoltarea motoarelor cu ardere internă a urmărit continuu creșterea puterii și cuplului motor efectiv și scăderea consumului specific de combustibil. Câștigurile de performanță dinamică ale soluțiilor actuale nu mai sunt impresionante, fiind de câteva procente, totuși importante dacă consumul de combustibil și emisiile poluante nu cresc sau, în situația cea mai favorabilă, scad. Conform teoriei mașinilor termice există limitări impuse de principiul al doilea al termodinamicii prin care transformarea căldurii în lucru mecanic se face parțial, cu pierderi necesare către mediu pentru menținerea funcționării ciclice continue. Randamentul termodinamic caracterizează în ciclul ideal eficiența transformării căldurii generate prin arderea combustibilului în lucru mecanic; funcționarea reală se bazează pe randamente efective în care lucru mecanic teoretic al ciclul termodinamic este redus la lucrul mecanic efectiv produs la arborele motor din cauza pierderilor mecanice.

Metodele testate care au urmărit creșterea eficienței proceselor termodinamice ca și limitarea pierderilor mecanice au fost următoarele: reducerea pierderilor gazodinamice pe traseul de evacuare (3.1), răcirea intermediară a aerului din admisie (Intercooling) (3.2), acordarea funcționării turbosufletei cu motorul prin reglarea debitului de aer prin supapa de by-pass (3.3), studiul bilanțului termic și optimizarea fluxurilor energetice (3.4), optimizarea instalației de răcire (3.5), determinarea pierderilor mecanice ale motorului (3.6), reducerea puterii mecanice consumate pentru antrenarea echipamentelor auxiliare, cu aplicație asupra ventilatorului (3.7), reducerea pierderilor prin frecare prin optimizarea lubrifianților (3.8).

Există mai multe instrumente de investigare a perfecționii proceselor din motoarele cu ardere internă, din care am utilizat metoda bilanțului energetic și metoda determinării experimentale a pierderilor mecanice; primul instrument determină randamentul efectiv, determinând și căile de creștere a acestuia prin preluarea energiei dintr-un alt termen de bilanț; cel de-al doilea instrument utilizează antrenarea exterioară a motorului de către standul dinamometric, fără injecție de combustibil și măsoară puterea echivalentă pierderilor mecanice.

3.1 REDUCEREA PIERDERILOR GAZODINAMICE PE TRASEUL DE EVACUARE

Sistemul de evacuare este alcătuit din supapa de evacuare, colectorul și conductele de evacuare și atenuatoarele de zgomot care introduc rezistențe gazodinamice importante, modificând diagrama de pompaj, mărinđ lucrul mecanic de pompaj și micșorând coeficientul de umplere. Ca efect scade puterea efectivă și crește consumul specific de combustibil [63,64].

Creșterea excesivă a rezistențelor gazo-dinamice poate fi provocată de diametre prea mici ale secțiunilor de trecere, de numărul mare de schimbări de direcție (îndoituri) și de secțiune a canalizației.

În multe măsurări ale performanțelor motoarelor cu ardere internă există o controversă în ceea ce privește influența construcției instalației de evacuare asupra puterii motoarelor. Buna funcționare a motoarelor este condiționată de o cât mai ușoară evacuare a gazelor arse apreciată prin mărimea rezistențelor gazo-dinamice care sunt dorite a fi cât mai scăzute. Sistemele de evacuare au nu numai funcția de eliminare a gazelor arse din cilindrii motorului, ci și alte funcții cum sunt răcirea, destinderea gazelor, atenuarea zgomotului și, mai recent, tratarea gazelor arse.

În special ultimele două cerințe legate de amplasarea atenuatoarelor de zgomot și a dispozitivelor antipoluante au ridicat întrebarea „Care este valoarea admisibilă a rezistențelor gazo-dinamice în sistemul de evacuare care nu reduce semnificativ puterea?”

Cercetările derulate în colectivul de la INAR au fost făcute asupra a două tipuri de motoare de producție românească 798-05 și D2156MTN8 care sunt utilizate pe autovehicule rutiere. Rezultatele au fost similare fiind prezentate succint în cele ce urmează numai cele pentru motorul 798-05, care are caracteristicile din tabelul 3.1:

Tipul motorului	Diesel,4 timpi cu injecție directă
Configurația	6-cilindri, în linie
Alezaj x cursa [mm]	102 x112
Cilindreea totală [L]	5.5
Raport de comprimare	17:1
Putere nominală [kW]	98
Turație nominală [rpm]	2800
Cuplu maxim [N·m]	412
Turația de cuplu maxim [rpm]	1800

Tabelul 3.1. Caracteristicile motorului inițial

La motoarele cu aprindere prin comprimare din fabricația ROMAN, cu aspirație naturală utilizate pe autovehicule valoarea rezistenței gazo-dinamice admisibile este de 1000 mm H₂O, iar pentru cele supraalimentate este de 500 mm H₂O. Modificarea rezistențelor s-a realizat în plaja 500-3000 mm coloană de apă în condițiile creșterii simulate a rezistențelor gazo-dinamice din sistemul de evacuare prin introducerea unei clapete reglabile de obturare în sistemul de evacuare a standului de încercare.

Pentru măsurarea parametrilor motorului s-au folosit următoarele aparate:

- Traductoarele de cuplu ale standului pentru măsurarea momentului motor;
- Turometrele digitale pentru măsurarea turației ;
- Instalațiile de măsurat consumul de combustibil ;
- Opacimetrul tip MK3 pentru măsurarea emisiile de fum;
- Milivoltmetru cu termocuple cromel-alumel pentru măsurarea temperaturii gazelor de evacuare;
- Manometru cu coloana de mercur pentru măsurarea presiunii de supraalimentare;
- Manometru cu coloana de apă pentru măsurarea presiunii gazelor de evacuare.

Parametrii urmăriți au fost puterea (P_{ec}), consumul specific de combustibil (c_c) și emisia de fum (N_s), pe tot domeniul de sarcină și de turație a motoarelor, ilustrați în fig.3.1-3.3.

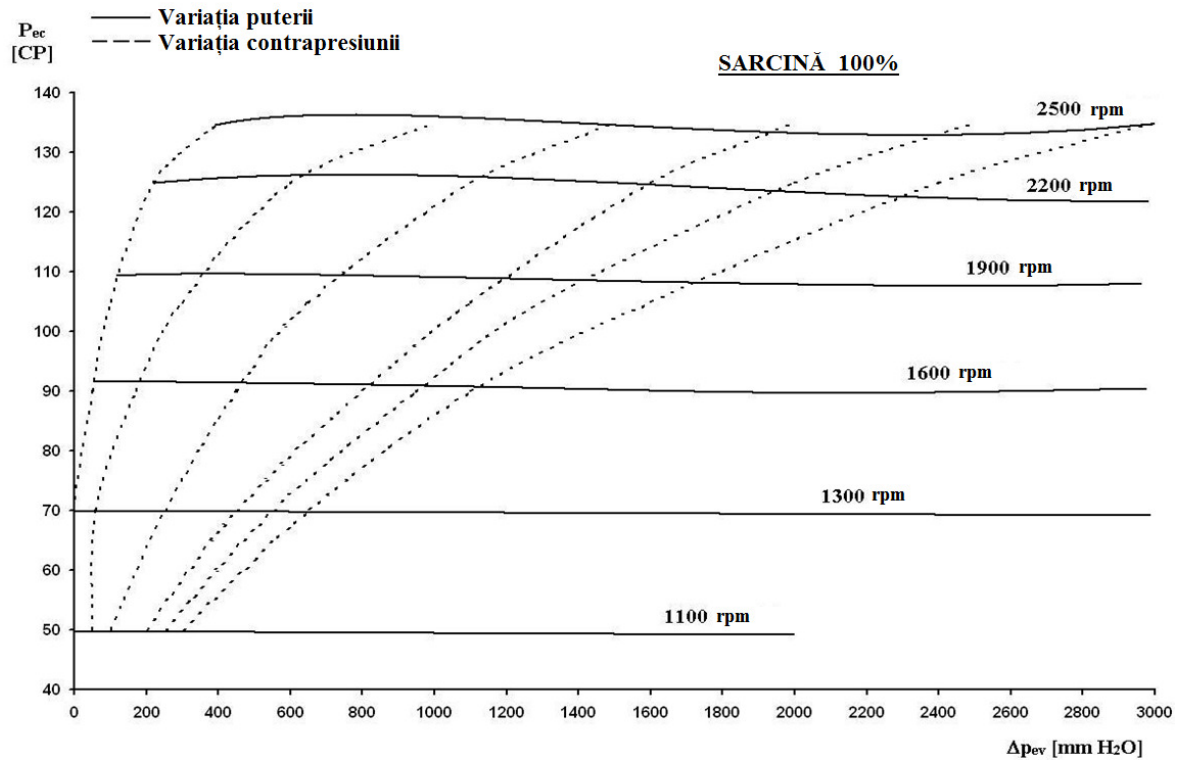


Fig. 3.1 Variația puterii cu rezistența gazodinamică la diferite turații

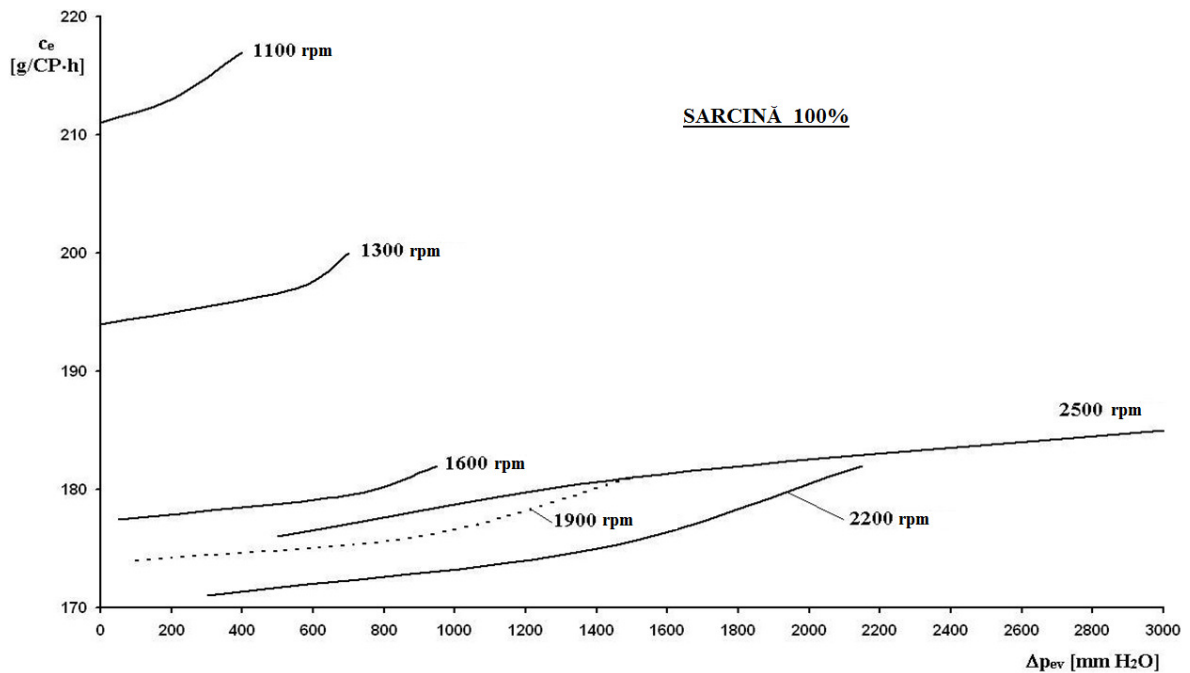


Fig. 3.2 Variația consumului specific de combustibil cu rezistența gazodinamică la diferite turații, la sarcină totală

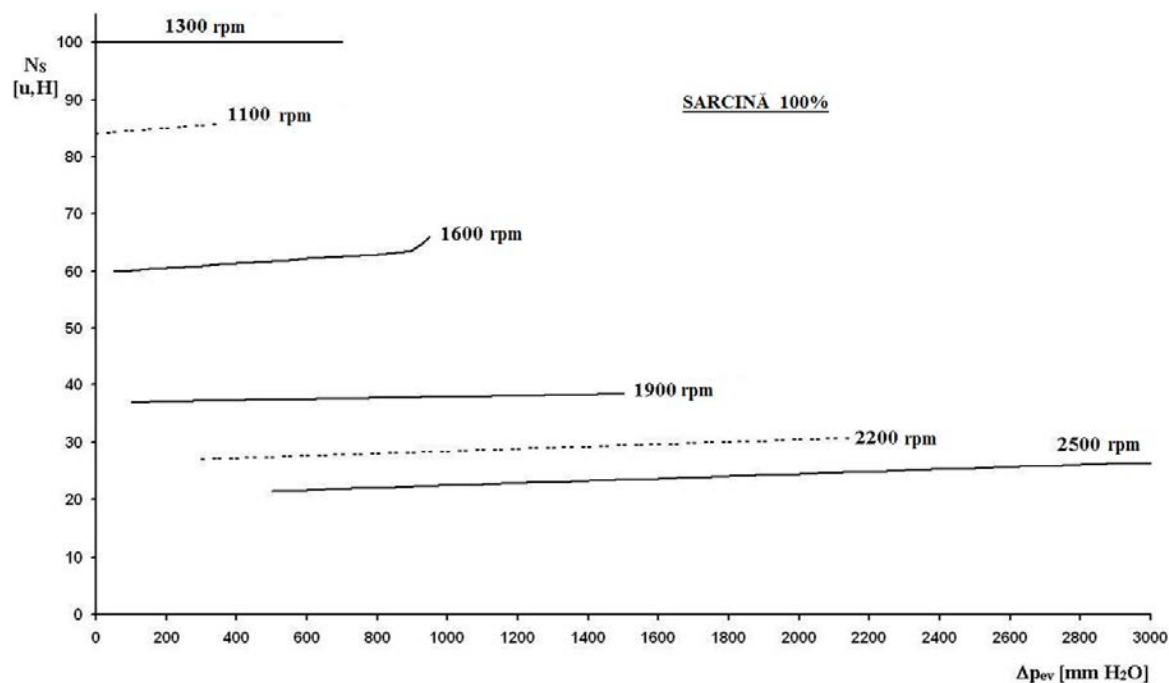


Fig. 3.3 Variația emisiei de fum cu rezistența gazodinamică la diferite turații, la sarcină totală

Interpretarea rezultatelor

Se consideră că rezistența gazo-dinamică la evacuare nu are influență esențială asupra performanțelor motorului dacă acestea nu se modifică cu mai mult de 1% [65]. Această condiție este îndeplinită pentru o rezistență gazo-dinamică la evacuare de maximum 1000 mm H₂O.

Pentru o rezistență gazo-dinamică la evacuare mai mare de 1000 mm H₂O, parametrii motoarelor se modifică astfel:

- Puterea motorului scade cu mai mult de 1% ajungând la 5,7% la 3000 mm H₂O;
- Consumul specific de combustibil crește cu mai mult de 1% ,ajungând la 7,6% pentru 3000 mm H₂O ;
- Emisia de fum are o creștere semnificativă, de până la 8 unități Hartridge pe tot domeniul de turații;
- Mărirea rezistenței admisibile de la 500 la 1000 mm H₂O permite utilizarea unui atenuator de zgomot mai performant și /sau a unui dispozitiv antipoluant.

Finanțarea cercetării a fost făcută de SC Roman, iar rezultatele au fost comunicate în articolul Exhaust Back-Pressure Influence on Diesel 798-05 Engine Performance apărut în revista Acta Universitatis Pontica Euxinus (ISSN 1312-1669) vol.5, nr.2, 2005.

3.2 APLICAREA RĂCIRII INTERMEDIARE A AERULUI DIN ADMISIE (INTERCOOLING)

La începutul dezvoltării motoarelor acestea se alimentau cu aer prin aspirație direct din atmosferă, fiind apoi introdus procedeul supraalimentării prin care aerul a fost comprimat înainte de intrarea în camera de ardere. Efectul creșterii încărcăturii introduse în camera de ardere a fost în continuare mărit prin scăderea temperaturii aerului comprimat cu ajutorul procedeeului numit intercooling (răcire intermediară) care a condus la creșterea puterii și scăderea consumului specific de combustibil.

Cercetarea răcirii intermediare a fost făcută pe mai multe motoare, practic toate motoarele s-au aliniat la această tendință mondială, iar rezultatele de mai jos se concentrează pe două direcții: pe câștigul de performanță al aceluiași motor supraalimentat și cu răcire intermediară, față de motorul supraalimentat (cap.3.2.1) și pe perfecționarea răcirii intermediare prin schimbarea configurației și materialului răcitorului de aer (cap.3.2.2).

3.2.1. DETERMINAREA PLUSULUI DE PERFORMANȚĂ FAȚĂ DE VARIANTA SUPRAALIMENTATĂ

Aplicarea răcirii intermediare la motoare stă sub semnul compromisului necesar între plusurile date de scăderea temperaturii aerului introdus în camera de ardere (creștere masei de încărcătura proaspătă introdusă în camera de ardere, a puterii și cuplului motor, scăderea consumului specific de combustibil) și minusurile funcționale și constructive produse de introducerea răcitorului de aer - creșterea rezistenței gazodinamice introduse de răcitorul de aer și conductele de aer, creșterea masei și a gabaritului instalației.

Din punct de vedere termodinamic compromisul necesar se exprimă prin doi parametri care sunt eficiența și rezistența gazodinamică a răcitorului de aer:

Eficiența răcitorului (ε) este definită ca raportul dintre scăderea reală de temperatură a aerului în radiator și diferența de temperatură disponibilă pentru răcire [66]:

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1} \quad (3.1)$$

ε - eficiența răcitorului;

T_1 - temperatura aerului ambiant;

T_2 - temperatura aerului la intrarea în răcitor (aproximativ egală cu temperatura de ieșire din compresor)

T_3 - temperatura aerului la ieșirea din răcitor (aproximativ egală cu temperatura aerului din colectorul de admisie).

Debitul de aer care curge prin răcitor induce o scădere de presiune care se calculează cu ecuația:

$$\Delta p = p_u - p_d \quad (3.2)$$

Δp - scăderea de presiune pe răcitor;

p_u - presiunea aerului în amonte de răcitor;

p_d - presiunea aerului în aval de răcitor.

Motorul testat fiind de tipul 798-05 cu parametrii inițiali dați anterior (cap.3.1) în tabelul 3.1, prin aplicarea răcirii intermediare a devenit tip 798-05R. Răcitorul de aer a fost plasat în fața radiatorului de apă, așa cum este montat pe vehicul, fiind instrumentat pentru determinarea performanțelor conform cu standardul român de testare a motoarelor [67] echivalent cu ISO 1585 [68]. Performanțele motorului (putere, cuplu, consum orar și consum specific de combustibil au fost măsurate pe standul dinamometric de 300 kW, tip MEZ-VSETIN de la INAR, cum se vede în fig.3.4 [69].



Fig. 3.4. Motorul cu răcire intermediară în timpul probelor

Pentru a compensa efectul creșterii de putere asupra fiabilității motorului, acest a fost detarat, fiindu-i scăzută turația nominală de la 2800 rpm la 2500 rpm. Răcitorul de aer este făcut din aluminiu, având caracteristicile din tabelul 3.2.

Material	Aluminiu
Forma aripioarei	ondulată, 0,5mm
Forma tuburilor	dreptunghiulară
Aria frontală [m ²]	0.203
Masa [kg]	18
Dimensiuni [mm]	676x300x60

Tabelul 3.2. Caracteristicile răcitorului

Testele au inclus măsurări ale parametrilor termodinamici ai aerului, notate cu A și măsurări ale parametrilor motorului, notate cu B.

Interpretarea rezultatelor

A. Parametrii termodinamici ai aerului introdus în motor sunt ilustrați în figurile următoare, funcție de turația motorului, în regimul de sarcină totală. Temperatura aerului de admisie în motor și cea a aerului la intrarea în răcitor sunt reprezentate în figura 3.5 cu o valoare medie a diferenței dintre ele de 39°C.

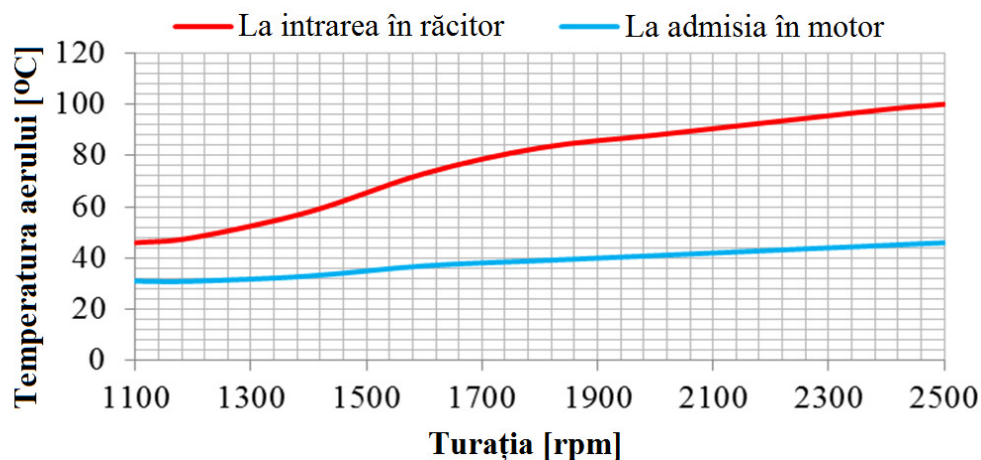


Fig. 3.5 Temperaturile aerului funcție de turație

Figura 3.6 indică eficiența răcitorului care respectă recomandările literaturii în domeniul turațiilor mai mari de 1500 rpm; acestea sunt de 0,6 - 0,7, valorile mai mari corespund la o răcire mai intensă a aerului [70].

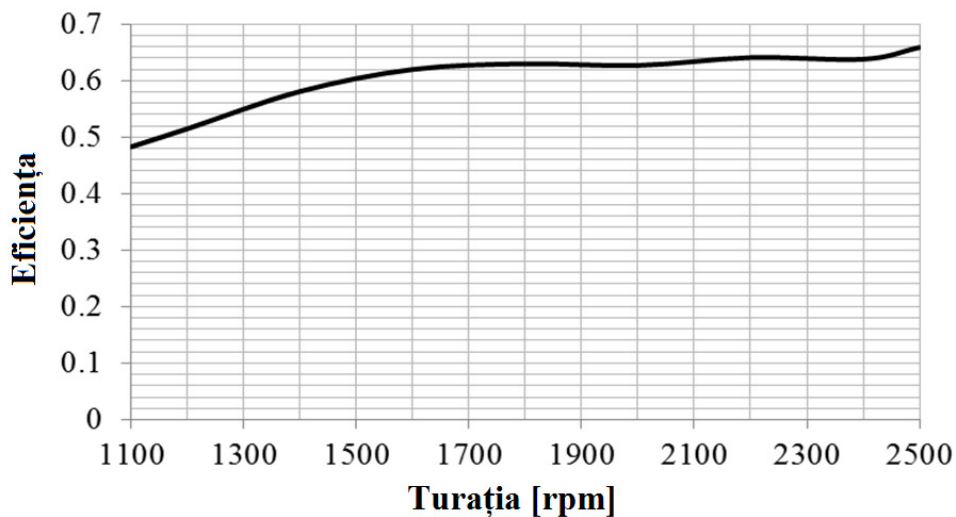


Fig. 3.6. Eficiența răcitorului funcție de turație

Pierderea de presiune la trecerea aerului prin răcitor a variat între 0,007 - 0,049 bar, cum se poate vedea în fig. 3.7, valoarea medie fiind de 0,025 bar.

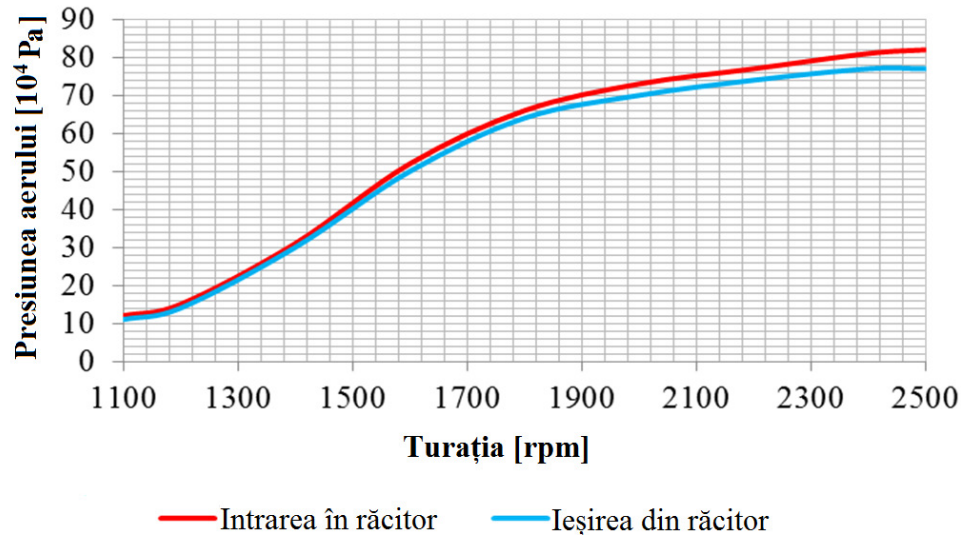


Fig. 3.7. Presiunea aerului la intrarea și la ieșirea din răcitor funcție de turație

Conform cu literatura [70] scăderea de presiune maximă nu trebuie să depășească 0.1bar, confirmând faptul că acest răcitor nu introduce o rezistență gazodinamică prea mare. Temperatura gazelor arse după turbină a scăzut în medie cu 63°C și a fost trasată în fig.3.8, confirmând utilitatea turbo-supraalimentării.

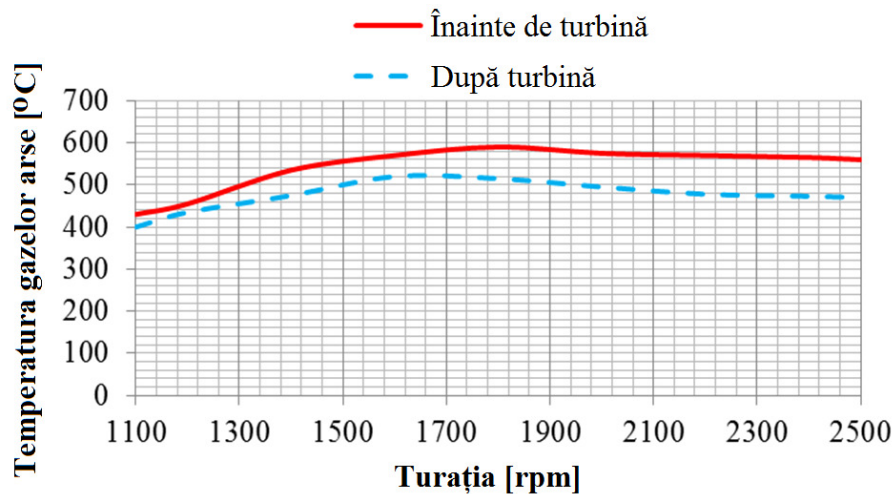


Fig. 3.8. Temperatura gazelor arse înainte și după turbină funcție de turație

B. Trasarea caracteristicii de turație la sarcină totală a necesitat măsurarea cuplului, turației și fumului și calcularea puterii, consumului orar și specific de combustibil. Rezultatele pentru motorul cu răcire intermediară sunt trasate cu linie continuă, iar pentru cel de referință, cu linie întreruptă. Puterea este reprezentată în fig. 3.9 având creșteri semnificative pentru motorul cu răcire intermediară.

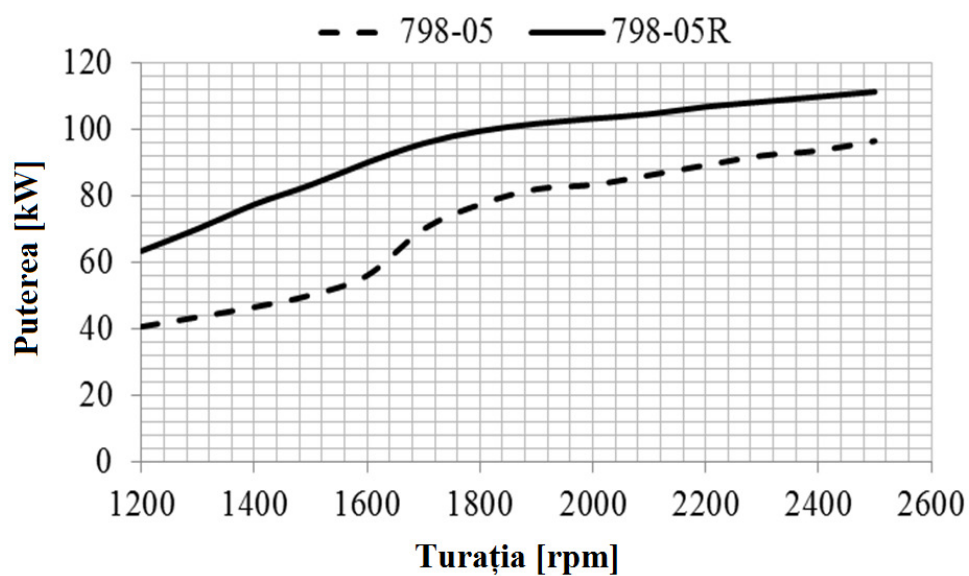


Fig. 3.9. Puterea efectivă a motorului funcție de turație

Mărirea cuplului este evidentă, cu un profil avantajos de creștere a cuplului la turații mici (fig. 3.10).

Creșterea consumului orar este firească (fig.3.11) de vreme ce a crescut puterea.

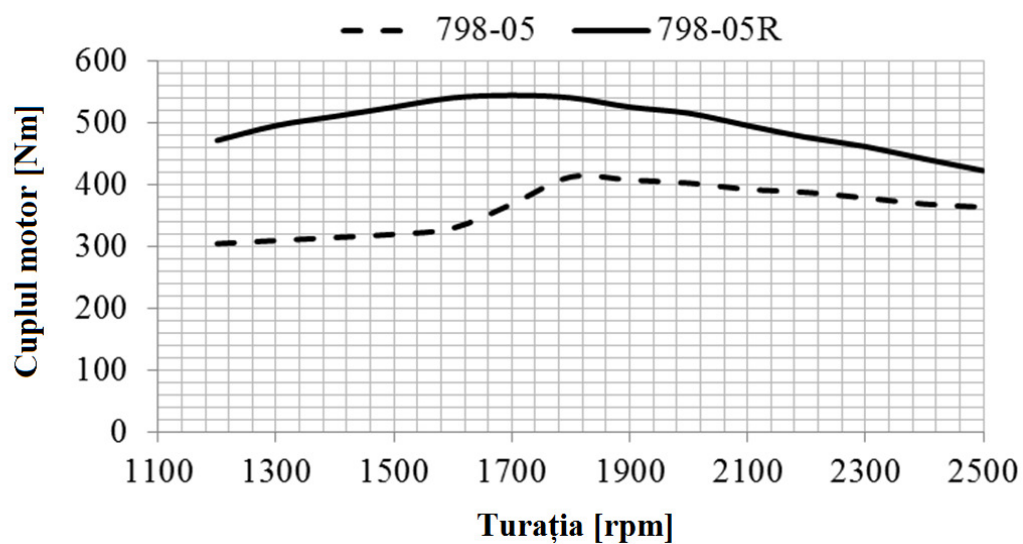


Fig. 3.10. Cuplul motor funcție de turație

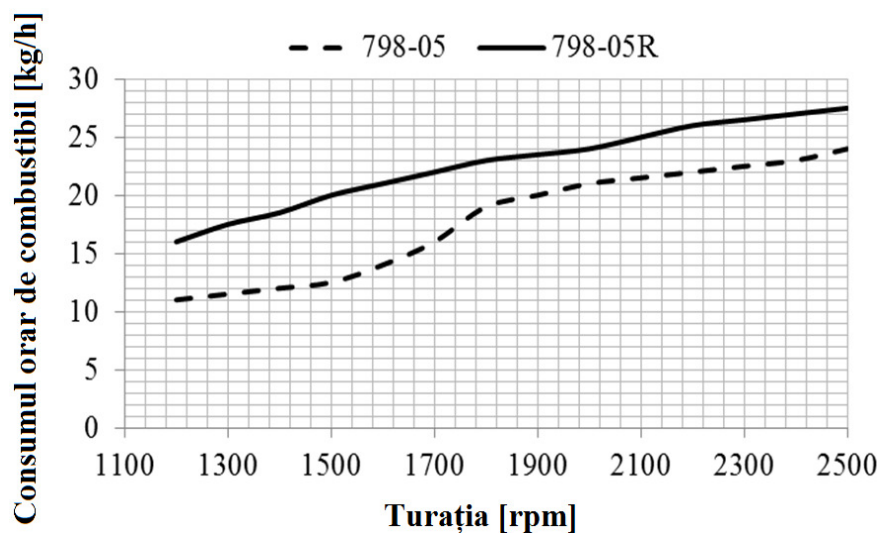


Fig. 3.11. Consumul orar de combustibil funcție de turație

Indicatorul real al randamentului efectiv al motorului este consumul specific de combustibil, trasat în fig.3.12, care arată o reducere de 9 g/kWh pentru varianta cu răcire intermediară și o deplasare a polului economic către turații mai mici corespunzătoare la cupluri mari.

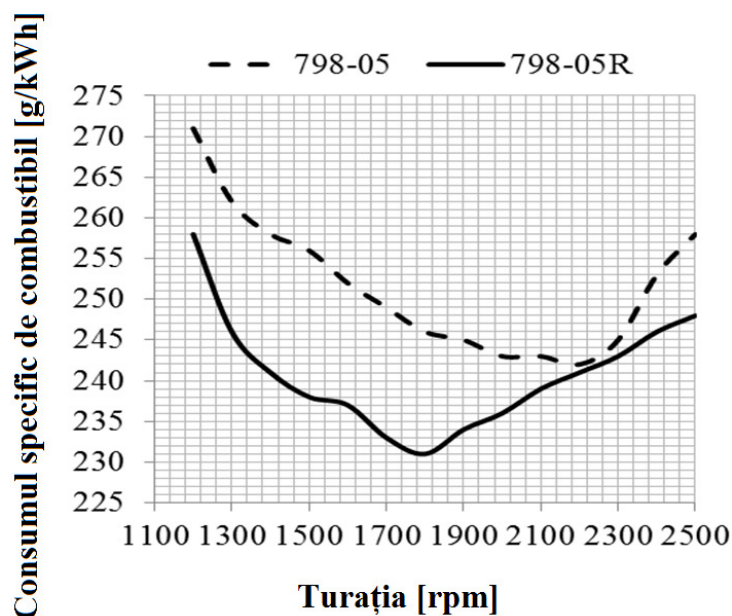


Fig. 3.12. Consumul specific de combustibil

Emisia de fum a fost măsurată conform prescripțiilor Regulamentului CEE 24 [71] care impune valori limită trasate cu roșu în figura 3.13, observându-se că reducerea de fum a fost destul de bună. Fiindcă emisia de fum la turația de 1400 rpm este destul de aproape de limită, sunt necesare cercetări asupra optimizării turbosuflantei.

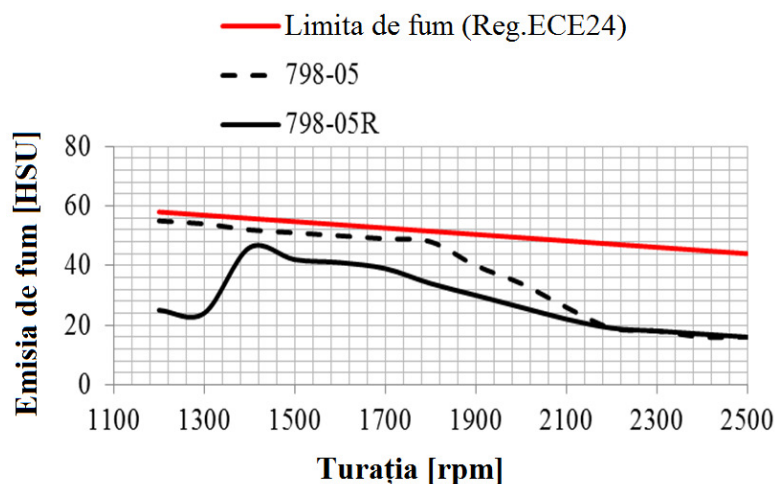


Fig. 3.13. Emisia de fum funcție de turație

În concluzie, testarea răcitorului de aer a dovedit că acesta este potrivit pentru rolul de răcire intermediară a aerului admis în motor în ceea ce privește eficiența și rezistența gazodinamică. Prin răcirea intermediară motorul nou dezvoltat a demonstrat față de cel din care provine o creștere de putere de 15%, de cuplu maxim de 30% și o scădere a consumului specific de 5.7%, împreună cu emisii de particule mai reduse, cuantificate din emisia de fum, cu circa 31%.

Finanțarea cercetării a fost asigurată de Ministerul Educației și Cercetării iar rezultatele au fost publicate în articolul, Improving diesel engine performance by air-to-air intercooling, publicat în Buletinul Științific al Universității Transilvania, seria Științe inginerești, vol.7 (56), nr.2, 2014, revistă indexată în baze de date internaționale (BDI).

3.2.2. OPTIMIZAREA CONSTRUCȚIEI RĂCITORULUI DE AER

Cea de-a doua direcție de cercetare se bazează pe perfecționarea răcirii intermediare prin schimbarea configurației și materialului răcitorului de aer și a avut ca obiect motorul D2156MTN8R, rezultatele fiind rezumate mai jos:

Pentru optimizarea răcirii intermediare a motorului s-au avut în vedere două tipuri de răcitoare din care s-a selectat prin experimentare cel mai bun. Caracteristicile răcitoarelor sunt descrise în tabelul 3.3, iar configurația lor este reprezentată în figura 3.14., unul fiind confecționat din oțel, iar celălalt din aliaj de aluminiu. [72].

Material	oțel	aluminiu
Nervura	îndoită, de 0,2 mm	ondulată, de 0,5mm
Tubul	circular	dreptunghic
Aria frontală [m ²]	0,334	0,204
Masa [kg]	34	18
Dimensiuni [mm]	590x560x75	676x300x60

Tabelul.3.3 Descrierea răcitoarelor

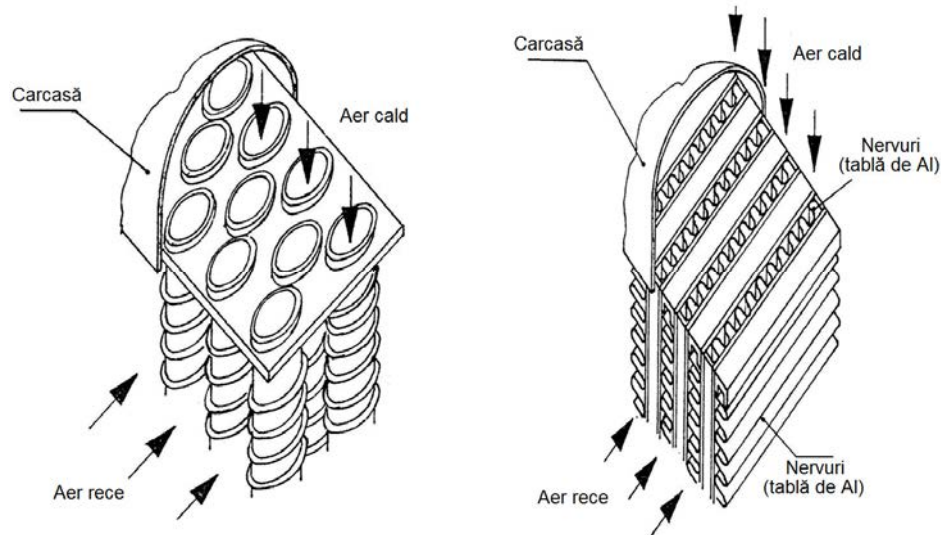


Fig.3.14. Răcitoarele de aer: stânga-oțel, dreapta-aluminiu

Ambele răcitoare au fost proiectate ca schimbul de căldură să fie de tip încrucișat, circulația aerului cald fiind prin tuburi circulare la răcitorul de oțel și prin canale nervurate la cel de aluminiu.

Parametrii termodinamici măsurați au fost diferența de temperatură la intrarea și ieșirea aerului din răcitor, ΔT , eficiența răcitorului, ε , conform ecuației (3.1) și variația presiunii, Δp , conform ecuației (3.2). Diferența de temperatură este ilustrată în fig.3.15. pe tot domeniul de turații.

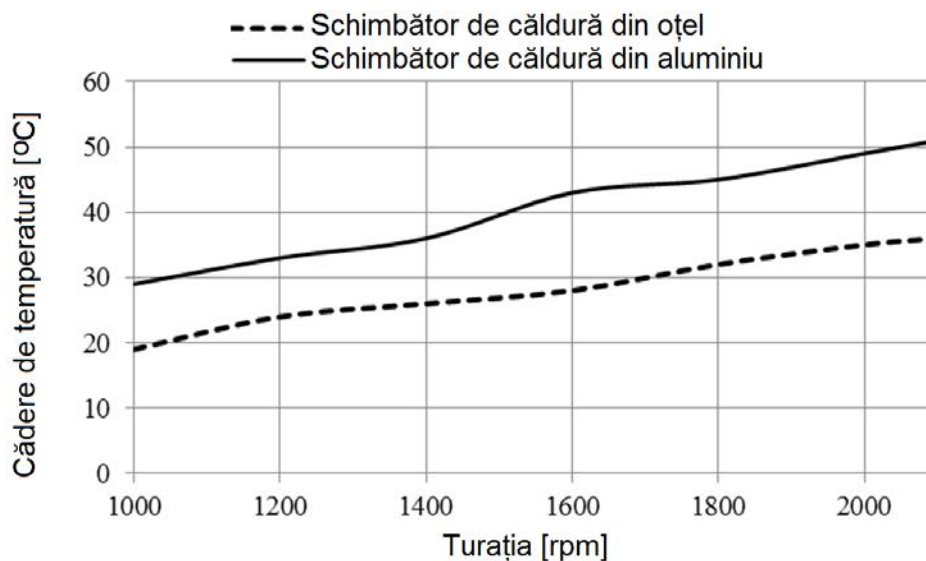


Fig.3.15. Diferențele de temperatură ale aerului pe răcitoare

Răcitorul de aluminiu produce o diferență mai mare de temperatură decât cel de oțel, de circa 10-14°C.

Eficiențele răcitoarelor reprezentate în fig.3.16 au întărit avantajul răcitorului din aluminiu, literatura indicând valori acceptabile în intervalul 0,5-0,7 [66].

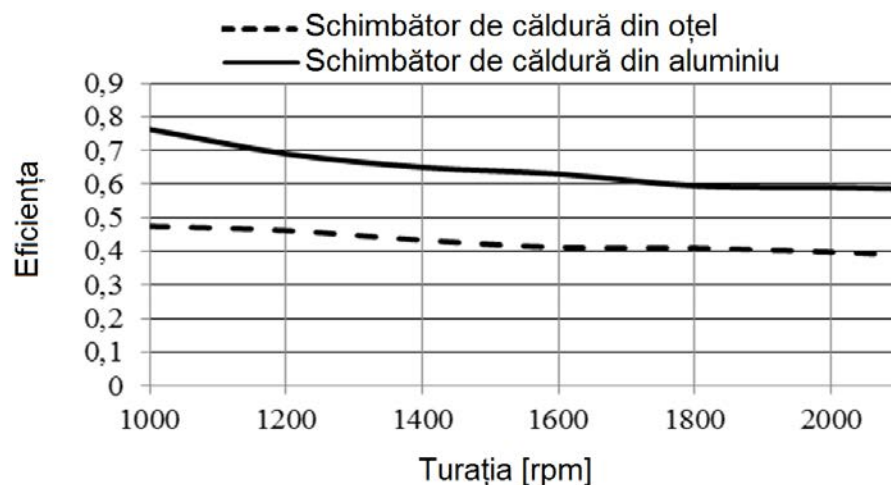


Fig.3.16 Eficiențele răcitoarelor testate funcție de turație

Pe caracteristicile de turație la sarcină totală ridicate pe motor în cele două situații se pot remarca în continuare avantajele răcitorului din aluminiu, în ceea ce privește puterea (fig.3.17), cuplul motor (fig. 3.18) și consumul specific de combustibil (fig. 3.19).

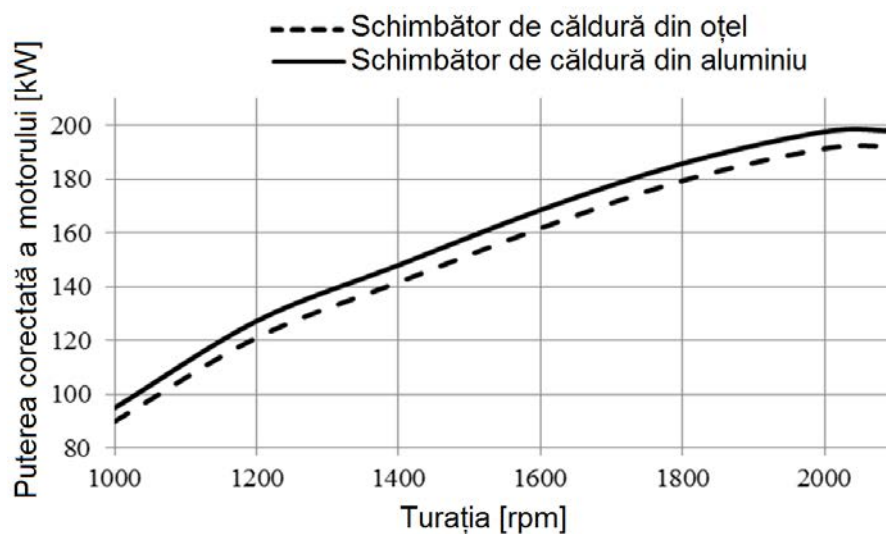


Fig.3.17. Puterea motorului funcție de turație

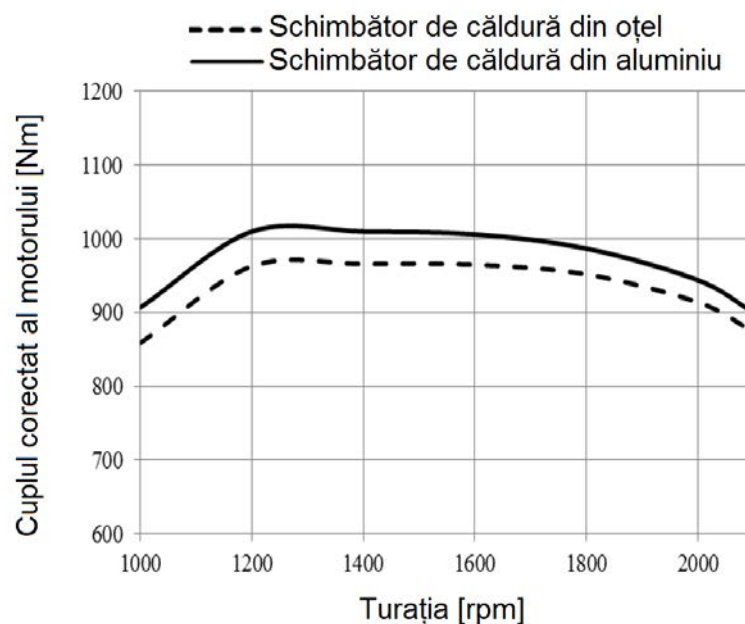


Fig.3.18. Cuplul motorului funcție de turație

Creșterea de putere și de cuplu a fost de 4,2%, iar scăderea consumului specific de combustibil de 2,6% pentru răcitorul de aluminiu față de cel de oțel.

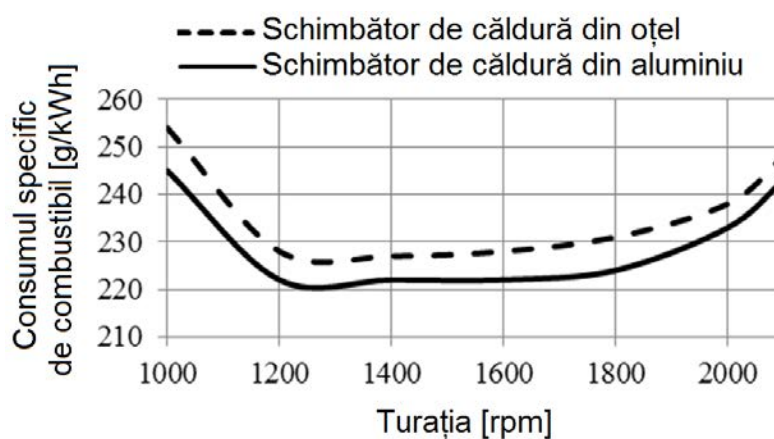


Fig.3.19 Consumul specific de combustibil funcție de turație

Cea mai relevantă imagine a comportării motorului este cea care arată emisiile de fum, fig.3.20, în care linia roșie indică limitele admisibile impuse de Regulamentul CEE 24 [71].

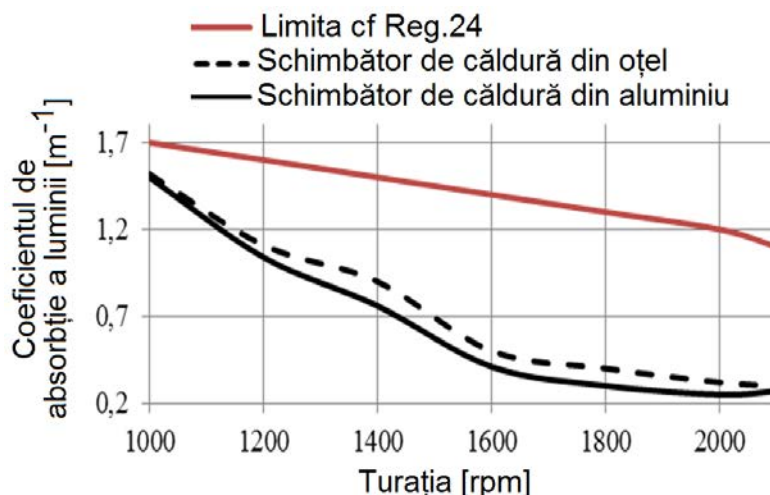


Fig.3.20. Emisia de fum funcție de turație

Deși în ambele experimente emisiile de fum s-au încadrat în limitele admisibile, fiind mici mai ales în domeniul celor mai frecvente turații, între turația de cuplu maxim și turația nominală (1400-2100 rpm), răcitorul de aluminiu produce o emisie de fum mai mică în medie cu 0,072 m⁻¹ (echivalent aproximativ cu o reducere de particule de 12%), decât răcitorul de oțel. În concluzie soluția răcitorului de aluminiu se impune din toate punctele de vedere tehnice, având în plus volumul și masa reduse la jumătate.

Finanțarea cercetării a fost asigurată de Ministerul Educației și Cercetării iar rezultatele sunt cuprinse în articolul The influence of charge air coolers characteristics on the performance of heavy duty diesel engines, acceptat spre publicare la Buletinul Științific al Universității Transilvania, seria Științe inginerești, vol.8 (57), nr.2, 2015, revistă indexată în baze de date internaționale (BDI).

3.3 ACORDAREA FUNCȚIONĂRII TURBOSUFLANTEI CU MOTORUL

Pentru motoarele supraalimentate debitul de aer livrat de compresor la turații mici este insuficient, iar arderea este incompletă crescând emisia de fum.

Funcționarea sincronă a motorului și turbosuflantei poate fi explicată cu ajutorul fig.3.21. Situația debitului de aer insuficient este reprezentată de curba 2 ca urmare a turației mici a motorului care scade turația turbosuflantei limitând raportul de supraalimentare (p_s/p_0).

Prin supradimensionarea turbosuflantei funcționarea s-ar face pe curba 1, cu transmiterea unei cantități sporite de energie către compresor, dar cu riscul distrugerii turbinei la funcționarea la turații mari. Soluția de compromis este funcționarea pe curba 3 prin eliberarea unei fracțiuni din debitul de gaze arse în exteriorul turbinei.

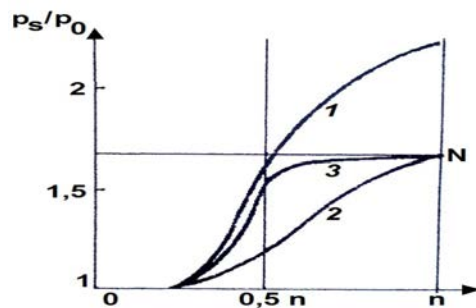


Fig.3.21 Principii de reglare a supraalimentării funcție de turație [45]

În dezvoltarea motorului 798-05 emisia mare de fum la turații mici a condus la ipoteza debitului de aer insuficient, fapt care a fost confirmat prin măsurarea presiunii de supraalimentare, care s-a dovedit mică. Comportamentul motorului a fost diagnosticat ca fiind conform cu curba 2 din fig.3.21, situație în care s-a recurs la eliberarea unei fracțiuni din debitul de gaze arse prin montarea unei supape de tip by-pass (sau waste-gate) care este comandată de presiunea de supraalimentare din compresor, proporțională cu turația turbinei. Presiunea statică este preluată din carcasa compresorului și este transmisă pneumatic la supapa de by-pass care deviază un debit variabil de gaze arse.

Motorul 798-05 a fost detarat la turația nominală de 2500 rpm, având caracteristicile din tabelul 3.4. Testările au avut ca obiectiv comparare performanțelor motorului echipat cu turbosuflanta cu by-pass (HB1C 6780G H07A5), cu cele ale aceluiași motor echipat cu turbosuflanta de serie (H1S-6780G H15A5), ambele turbosuflante fiind fabricate la Hidromecanica Brașov.

Tipul motorului	Diesel, 4 timpi cu injecție directă
Configurația	6-cilindri, în linie
Alezaj x cursa [mm]	102 x112
Cilindreea totală [L]	5,5
Raport de comprimare	17:1
Putere nominală [kW]	88
Turație nominală [rpm]	2500
Cuplu maxim [N·m]	364
Turația de cuplu maxim [rpm]	1800

Tabelul 3.4. Caracteristicile motorului [73]

Interpretarea rezultatelor

Calitatea turbo-supraalimentării poate fi interpretată cu ajutorul presiunii aerului de supraalimentare, cum este ilustrat în fig.3.22.

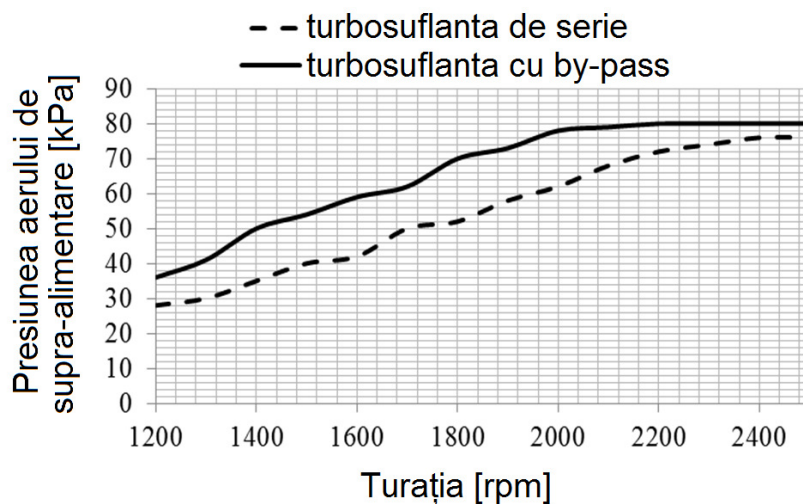


Fig.3.22 Presiunea aerului de supraalimentare funcție de turație

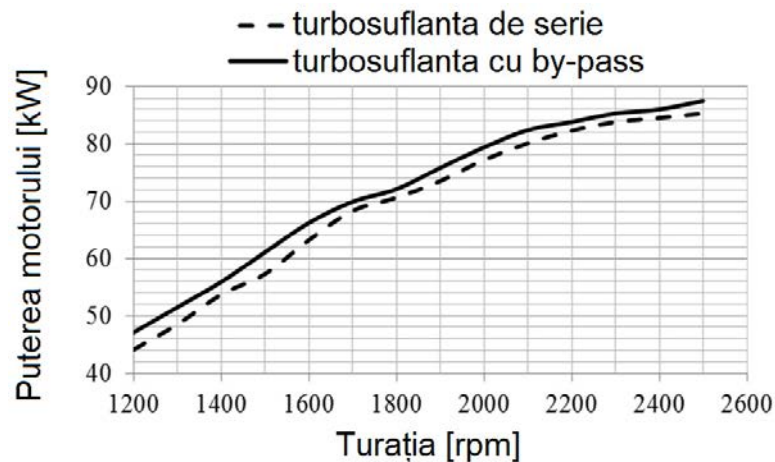


Fig.3.23 Puterea nominală funcție de turație

Aplicarea supapei de by-pass crește puterea în medie cu 3.5 kW (fig.3.23), iar cuplul crește în medie cu 16.3 N·m (fig.3.24), pe tot domeniul de turații.

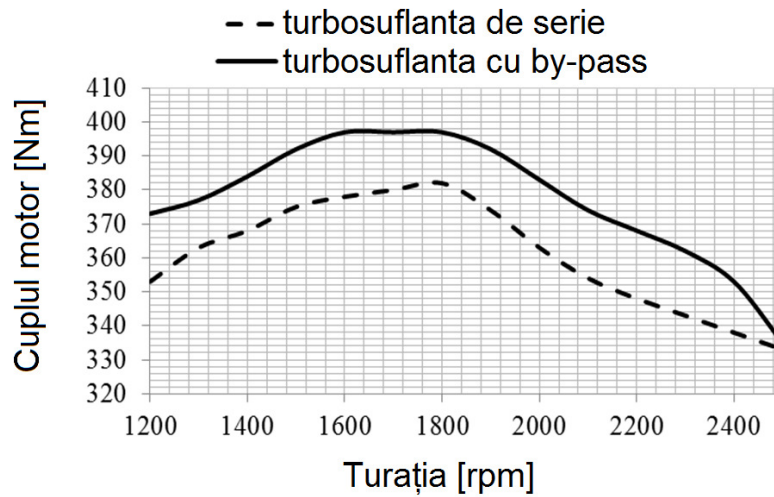


Fig.3.24 Cuplul motor funcție de turație

În ceea ce privește economia de combustibil, figura 3.25 ilustrează faptul că soluția cu supapă de by-pass e mai avantajoasă, energia conținută în combustibil este utilizată mai bine, rezultând consumuri specifice mai mici de combustibil pe tot domeniul de turații.

Emisia de fum și limita sa din Regulamentul 24, trasată cu roșu se pot vedea în fig.3.26.

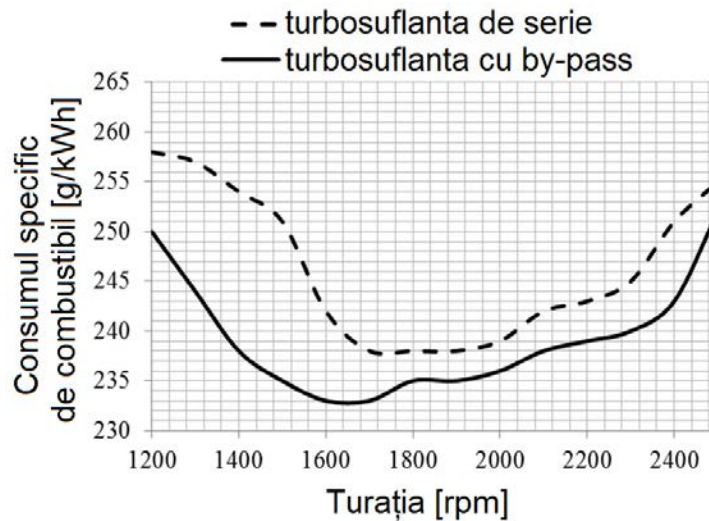


Fig.3.25 Consumul specific de combustibil funcție de turație

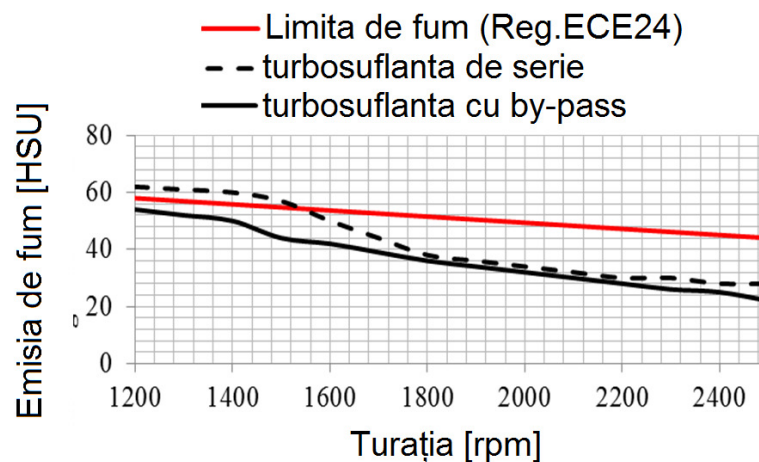


Fig.3.26 Emisia de fum funcție de turație

Zona nevralgică rămâne cea a turațiilor mici, iar emisia de fum pentru varianta cu supapa by-pass se încadrează în limita admisă.

În concluzie, motorul echipat cu turbosuflanta cu by-pass a demonstrat în medie o creștere de putere de 3.3%, o creștere de cuplu de 4.5%, o reducere de 2.9% a consumului specific de combustibil și de 12% a particulelor, (calculate prin ecuația 1.10) față de varianta cu turbosuflanta de serie.

Finanțarea cercetării a fost asigurată de Ministerul Educației și Cercetării, iar rezultatele sunt cuprinse în articolul Optimisation of 798-05 diesel engine performance using waste-gated turbocharger, Review of the Air Force Academy, no.3 (27),2014, revistă indexată BDI.

3.4 STUDIUL ȘI OPTIMIZAREA BILANȚULUI ENERGETIC

Bilanțul energetic aplicat motorului cu ardere internă este un instrument care identifică căile de îmbunătățire a randamentelor transformărilor termice, fiind totodată și titlul unei lucrări de laborator pe care o susțin în cadrul disciplinei pe care o predau Termotehnică și mașini termice.

Laboratorul în care se desfășoară această lucrare aparține de Facultatea de Inginerie Mecanică a Universității Transilvania și cuprinde o frână hidraulică instrumentată în acest scop.

Am transformat acest instrument didactic într-un instrument de cercetare pe care l-am utilizat în două moduri: am determinat prin măsurări experimentale coeficientul de convecție-radiație care face parte dintr-un termen de bilanț (cap.3.4.1) și am apreciat potențialul recuperării de energie din gazele de evacuare prin folosirea unui generator termoelectric (cap.3.4.2).

3.4.1 STUDIUL TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ PRIN CONVECȚIE - RADIAȚIE

Lucrarea descrisă mai jos a urmărit, în cadrul bilanțului termic al motorului cu ardere internă, găsirea unei relații mai precise de calcul a fluxului termic de convecție-radiație cedat mediului prin suprafața exterioară a motorului. Coeficientul de transfer de căldură este calculat din analiza de bilanț efectuată în regimuri de funcționare staționară ale motorului termic montat pe un banc dinamometric instrumentat. Pentru această aplicație au fost considerate câteva condiții distincte de schimb de căldură în curgere externă - convecție naturală și convecție forțată - fiind investigate relații semi-empirice de aceeași formă ca ecuațiile consacrate din literatură. Validarea temperaturilor suprafețelor exterioare ale motorului a fost făcută cu ajutorul termografiei în infraroșu.

Motorul cu ardere internă e un sistem termodinamic deschis căruia i se pot aplica principiile de conservare a masei și energiei. Studiul bilanțului energetic poate crește randamentul transformării energetice prin reducerea pierderilor din termenii bilanțului. Conservarea energiei poate fi scrisă pe un volum de control care cuprinde motorul, într-un regim de funcționare staționară, raportat la unitatea de timp:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_c + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{un} \quad [\text{kW}]. \quad (3.3)$$

Energia chimică a combustibilului \dot{Q} se transformă în lucru mecanic efectiv \dot{Q}_e (sau puterea efectivă la frână), în pierdere de căldură în lichidele de răcire (lichidul de răcire și uleiul) \dot{Q}_c , în căldură remanentă în gazele de ardere \dot{Q}_{exh} , în pierdere chimică din cauza arderii incomplete \dot{Q}_{in} și în alte pierderi energetice necuantificate în termenii anteriori, \dot{Q}_{un} . Acest ultim termen se determină prin scădere, principalul contributor fiind pierderea de căldură prin convecție și radiație a motorului prin suprafețele sale exterioare către mediu $\dot{Q}_{conv-rad}$ [74-76]. Asupra acestui termen se concentrează studiul, investigând modele de transfer de căldură și validându-le prin experiment. Totodată cercetarea răspunde unei nevoi academice de actualizare a lucrării de laborator “ Bilanțul energetic aplicat motorului cu ardere internă ” [77], unde pentru calculul $\dot{Q}_{conv-rad}$ este folosită o formulă semi-empirică, funcție de temperatura medie a suprafeței exterioare, t_{ms} :

$$\alpha_{conv-rad} = 1.16 \cdot (4.9 + 5.6 \cdot 10^{-4} \cdot t_{ms}), \quad (3.4)$$

cu $\alpha_{conv-rad}$ - coeficientul global de transfer de căldură prin convecție și radiație [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]

Fiindcă în timpul experimentelor variația t_{ms} a fost limitată la 55–66°C, variațiile mici ale

coeficientului $\alpha_{conv-rad}$ au condus la valori aproape constante ale termenului $\dot{Q}_{conv-rad}$ indicând faptul că formula (3.4) nu e suficient de sensibilă, fiind necesară găsirea unei alte formule.

Investigația experimentală

S-au făcut determinări de bilanț pe standul dinamometric al Laboratorului de Termotehnică și mașini termice al Universității “Transilvania”, pe motorul diesel cu aspirație naturală de tip industrial ale cărui caracteristici sunt cuprinse în tabelul 3.5.

Alezaj × Cursă [mm]	108 × 130
Configurația cilindrilor	2 în linie, vertical
Cilindree totală [l]	2,83
Raport de comprimare	17 : 1

Tabelul 3.5. Parametrii motorului

Motorul D30 e un motor în patru timpi de putere nominală de 20 kW la 1800 rpm, instrumentat conform cerințelor standardului [67]: traductor de turație inductiv, debitmetru cu diafragmă, vas de consum de combustibil, termocupluri pentru măsurarea temperaturilor. Motorul diesel staționar este plasat într-o încăpere cu volumul de circa 500 m³ care permite considerarea ipotezei de lucru în spațiu deschis, astfel că suprafețele motorului transmit căldura mediului înconjurător fără limitarea vreunei carcăsări. Aerul din jurul motorului are mișcarea generată de ventilator astfel că aerul la ieșirea din radiatorul de apă se prelinge pe suprafețele motorului. Ventilatorul e motat direct pe arborele cotit, iar turația ventilatorului este aceeași cu cea a motorului. Creșterea turației motorului va crește viteza aerului în curgerea exterioară pe suprafețele motorului, viteză care a fost măsurată în 5 puncte, conform fig.3.27.

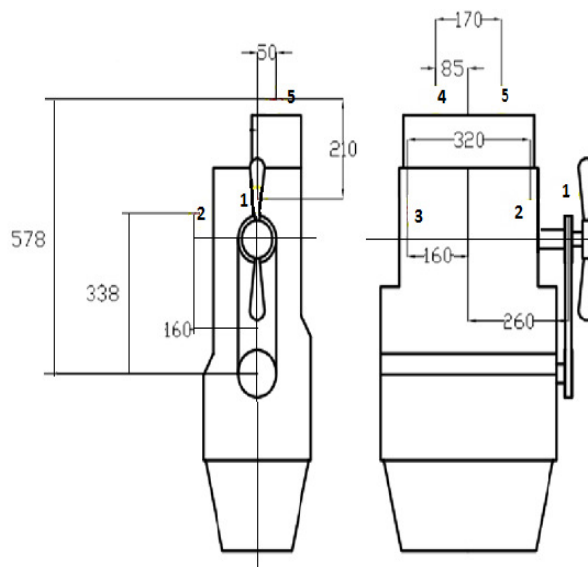


Fig. 3.27. Pozițiile punctelor de măsură în jurul motorului

Viteza aerului tangențială la suprafața motorului a fost măsurată cu un tub Pitot cu micro-manometru, conform ecuației (3.5), tubul măsurând presiunea dinamică, p_d , prin scăderea din presiunea totală, p_t , a presiunii statice, p_s .

$$p_d = \frac{\rho w^2}{2} = p_t - p_s. \quad (3.5)$$

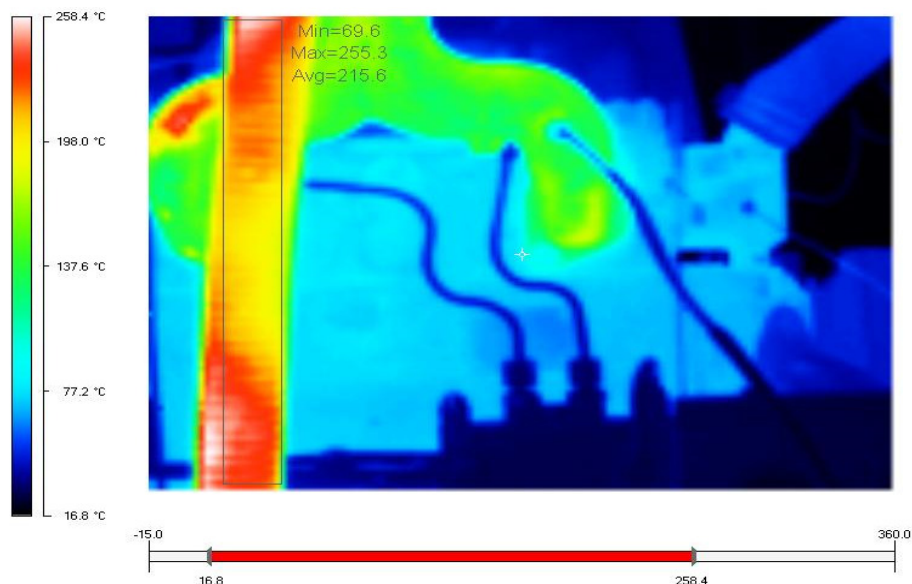
Vizualizarea temperaturii suprafeței s-a făcut prin termografie în infraroșu, cu aparatul Fluke Ti 20 “Thermal imager” care are propriul său software de prelucrare a imaginilor termice, Fluke InsideIR, versiunea 3.11 [78]. O funcție a acestui software este calcularea temperaturii medii pe suprafețele selectate ale unei imagini date, funcție indispensabilă acestui studiu. Temperatura suprafeței motorului s-a măsurat local cu termocupluri plasate pe chiulasă, baia de ulei, blocul cilindrilor și superficial cu camera termografică.

S-au făcut măsurări în vederea calculării termenilor de bilanț pentru trei regimuri staționare de funcționare a motorului, prezentate în tabelul 3.6.

Regimul	I	II	III
Turația [rpm]	1246	1596	1354
Cuplul la frână [Nm]	73,6	122,6	132,5
Debit de combustibil [g/s]	0,603	1,332	1,384
Debit de aer de admisie [m^3/h]	104	116	108
Temperatura ambiantă, t_a [$^{\circ}C$]	16,0	16,0	16,0
Temperatura gazelor arse [$^{\circ}C$]	216	304	301
Temperatura aerului la ieșire din radiator [$^{\circ}C$]	50	66	60
Temperatura motorului (termocupluri) [$^{\circ}C$]	60	62	64

Tabelul 3.6 Parametrii regimurilor de funcționare a motorului

Suprafețele motorului au fost măsurate prin termografiere, un set fiind prezentate în fig.3.28, iar temperaturile medii ale suprafețelor motorului au fost calculate prin ponderarea temperaturilor medii ale termogramelor, prezentate în tabelul 3.7.



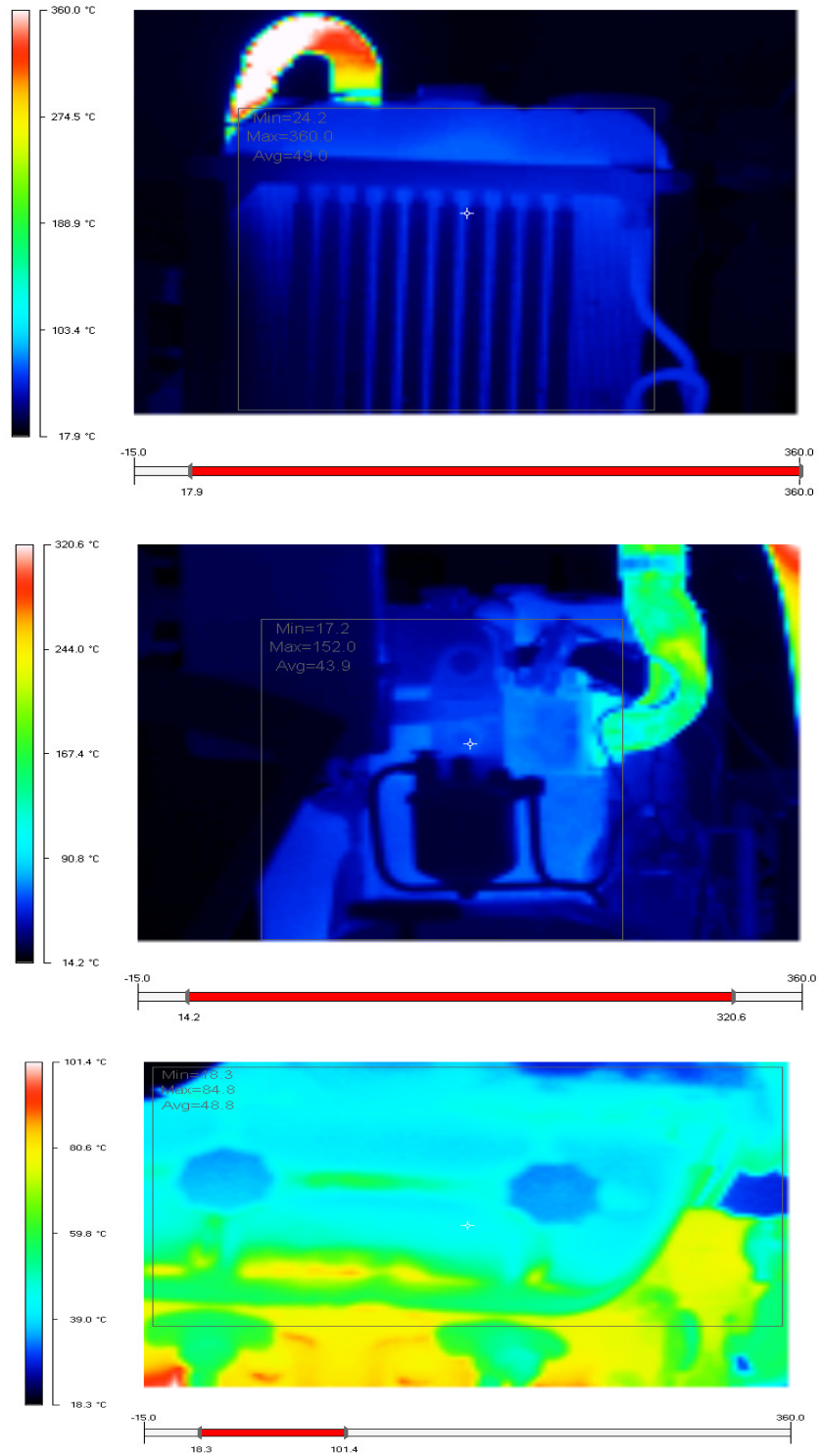


Fig. 3.28. Termograme ale laturilor motorului

Temperatura medie [°C]	I	II	III
Vedere dreapta	59,7	64,3	68,4
Vedere stânga	71,9	79,0	81,3
Vedere de sus	42,8	54,7	60,0
Vedere din față	59,2	61,5	63,2
Vedere din spate	60,6	63,2	69,9
Temperatură medie globală	60,9	66,4	69,5

Tabelul 3.7 Temperaturile medii obținute prin termografiere

La turațiile regimurilor I, II, III s-au măsurat vitezele tangențiale care sunt date în tabelul 3.8 și vor folosi la caracterizarea curgerii prin numărul Reynolds.

Punctul /Regimul	I	II	III
1	6,9	12,8	8,7
2	6,1	12,0	8,1
3	3,5	4,0	3,7
4	5,0	5,9	5,8
5	5,8	6	5,9

Tabelul 3.8. Vitezele aerului [m/s]

Procesarea datelor a început cu asumarea ipotezei că \dot{Q}_{un} este egal cu $\dot{Q}_{conv-rad}$, acesta din urmă fiind calculate prin scădere din ecuația de bilanț scrisă sub forma:

$$\dot{Q}_{conv-rad} = \dot{Q} - (\dot{Q}_e + \dot{Q}_c + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{in}). \quad (3.6)$$

S-au calculat $\alpha_{conv-rad}$ considerând suprafața totală a motorului de 1.35 m²:

$$\alpha_{conv-rad} = \frac{\dot{Q}_{conv-rad}}{A \cdot (t_{ms} - t_a)} = \frac{\dot{Q}_{conv-rad}}{A \cdot \Delta t}. \quad (3.7)$$

Separarea convecției din transferul global (convecție și radiație) s-a făcut prin scădere:

$$\alpha_{conv} = \alpha_{conv-rad} - \alpha_{rad}, \quad (3.8)$$

cu α_{rad} - coeficientul echivalent de transfer prin radiație.

$$\alpha_{rad} = \frac{e \cdot C_0}{t_{ms} - t_a} \cdot \left[\left(\frac{T_{ms}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right], \quad (3.9)$$

cu e - coeficientul de emisie al suprafeței motorului (0.784 pentru fontă turnată, la 350K) și $C_0 = 5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$ - coeficientul de radiație al corpului negru.

Pentru analiza transferului de căldură s-au considerat următoarele cazuri distincte:

1. Convecție liberă în curgere exterioară

În acest caz s-a considerat că motorul nu e influențat de curgerea aerului antrenat de ventilator și că mișcarea aerului este produsă doar de variația densității de-a lungul suprafeței calde a motorului. Forma transferului de căldură e dată de relația dintre criteriile Nusselt, Nu și Rayleigh, Ra:

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Ra})^n \quad (3.10)$$

Valorile tipice pentru constantele C și n , [79] recomandate pentru numere Rayleigh între 10^7 - 10^{12} pentru corpuri cilindrice sunt $C = 0.125$, $n = 1/3$. Calculele au considerat proprietățile aerului (numărul Prandtl Pr , conductivitatea termică λ , viscozitatea cinematică ν), la temperatura stratului limită, t_f conform formulei:

$$t_f = \frac{t_{ms} + t_a}{2} \quad (3.11)$$

Reducând structura paralelipipedică a motorului la aceea a unui cilindru cu aceeași arie A , s-a aplicat ecuația (3.10) cu n recomandat și admitând dispersia lui C în jurul mediei 0.4:

$$\text{Nu} = (0.4 \pm 0.1) \cdot \text{Ra}^{1/3} \quad (3.12)$$

2. Convecție forțată în curgere exterioară

În acest caz este considerată mișcarea aerului antrenat de ventilator, prin intermediul numărului Reynolds, aerul circulând orizontal. Caracteristica curgerii este dată de lungimea motorului $L = 0.35\text{m}$. Numerele Reynolds calculate cu vitezele maxime ale aerului din tabelul 3.8 se încadrează în intervalul $(1.4 - 2.6) \cdot 10^5$, sub limita curgerii turbulente de $5 \cdot 10^5$, indicând faptul că în stratul limită aerul curge laminar [79], iar formalismul transferului de căldură e mediat pe lungimea curgerii cu formula:

$$\overline{\text{Nu}}_L = C \cdot \text{Re}_L^m \cdot \text{Pr}^n \quad (3.13)$$

Pentru plăci plane și numere Prandtl mai mari de 0.6, cum este și cazul aerului, ecuația (3.13) devine [80, 81]:

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,664 \cdot \text{Re}_L^{1/2} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (3.14)$$

iar valorile sunt prezentate în tabelul 3.9.

Regimul	I	II	III
$\alpha_{conv-rad}$ [W/(m ² K)] experimental, ec. (3.7)	16,55	27,56	25,06
α_{rad} [W/(m ² K)], ec. (3.10)	5,83	6,21	6,22
α_{conv} [W/(m ² K)], ec. (3.9)	10,72	21,35	18,84
$\alpha_{conv-rad}$ [W/(m ² K)], ec. (3.12)	16,39	16,92	17,20
$\alpha_{conv-rad}$ [W/(m ² K)], ec. (3.14)	17,26	23,48	19,36

Tabelul 3.9. Coeficienții de transfer de căldură

Compararea valorilor din primul și ultimul rând din tabelul 3.9 indică rezultate similare între calcule și experiment. Predicția coeficienților de transfer trebuie să țină seamă de influența diferenței de temperatură Δt și de vitezele aerului, w . Cum cei doi parametri nu sunt total independenți, se presupune dependența lor sub forma produsului $\Delta t \cdot w$, care conduce la ecuația:

$$\alpha_{conv-rad} = A \cdot \Delta t + B \cdot w + C \cdot \Delta t \cdot w \quad (3.15)$$

Necunoscutele A , B and C se determină prin rezolvarea unui sistem de ecuații lineare format din cele trei cazuri I, II and III, rezultând următoarea ecuație, valabilă numai pentru aplicația curentă:

$$\alpha_{conv-rad} = 0.21 \cdot \Delta t + 2.19 \cdot w - 0.0234 \cdot \Delta t \cdot w \quad (3.16)$$

Valabilitatea ecuației (3.16) este limitată la regimurile de funcționare staționară a motorului în condițiile atingerii regimului termic prescris (temperatura lichidului de răcire 75-90°C); această situație corespunde condiției $\Delta t > 0$, cu valori experimentale în intervalul 38-52°C; viteza aerului w este strict pozitivă căci ventilatorul funcționează cuplat continuu cu motorul. În concluzie, partea radiativă din coeficientul global de transfer de căldură este de 0,2 - 0,35; ecuația convecției libere este apropiată de valorile experimentale; ventilatorul influențează transferul de căldură indicând schimbarea de la curgerea liberă la cea forțată în stratul laminar.

Lucrarea a fost publicată in extenso în Revista de termotehnica nr.1/2014 (revistă indexată BDI) sub titlul Experimental analysis on external surface convective-radiative heat transfer in stationary diesel engines. Am implicat în cercetare doi studenți care au finalizat teze de disertație și un student din Franța aflat în stagiul de practică.

3.4.2 RECUPERAREA DE ENERGIE DIN GAZELE DE EVACUARE PRIN EFECTUL TERMOELECTRIC

Explorarea recuperării de energie din termenii de bilanț ai motorului este necesară și firească, de vreme ce doar 35-40% din energia chimică a combustibilului este utilizată, restul energiei fiind eliberată în mediu sub forma căldurii eliberate prin gazele arse și mediul de răcire. Forma cea mai nobilă de energie, cea electrică, este cea mai dorită, de aceea unele eforturi de recuperare a energiei (energy harvesting) s-au orientat către generatoarele termoelectrice (abreviate TEG de la ThermoElectric Power Generators). Constructiv, un modul termoelectric este un dispozitiv făcut din joncțiuni p-n din materiale semiconductoare conectate în serie care produc o tensiune electrică dacă există o diferență de temperatură. Sunt dispozitive fiabile, fără părți în mișcare, modulare, relativ rezistente la temperatură, miniaturizabile. În domeniul auto s-au făcut foarte multe studii de conversie a energiei termice în energie electrică, aceasta din urmă din ce în ce mai e necesară la bord din cauza cerințelor tot mai crescute de confort, de exemplu al cabinei cu aer condiționat, al sistemelor de diagnoză și comunicații.

Din cercetarea documentară asupra TEG aplicate motoarelor am reținut câteva aspecte [82-84]:

- Eficiența transformării căldurii în electricitate este scăzută, sub 2-5%;

Modulul de achiziție de date este HYTEK iUSBDAQ - U120816 de tip USB DAQ, compact (9 cm x 8.5 cm x 3 cm), alimentat prin port USB și rezistent la temperaturi industriale (fig.3.31) [87].



Fig.3.31. Modulul de achiziție

Figura 3.32 arată structura hardware a sistemului de achiziție de date, alimentat cu o baterie alcalină de 9V.

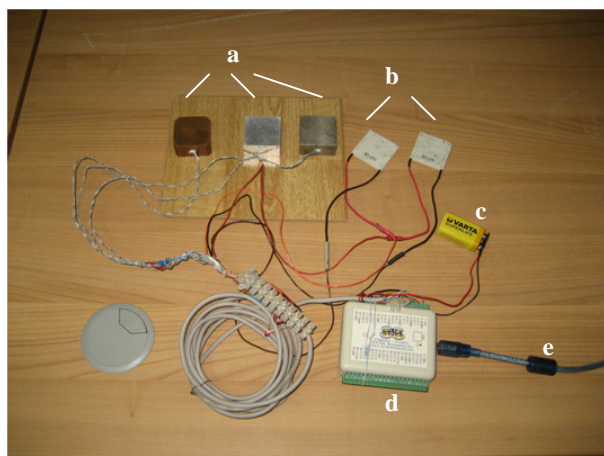


Fig.3.32. Sistemul de achiziție de date și conexiunile de lucru:

- a. senzori de temperatură LM35DZ montați în centrul plăcilor de Cu, Al & Oțel / unul pentru proba Seebeck);
- b. elementele semiconductoare TEC1-12710;
- c. baterie alcalină de 9V;
- d. modulul electronic HYTEK iUSBDAQ - U120816;

Diagrama instrumentului virtual e prezentată în fig.3.33. Partea superioară cuprinde două secvențe care lucrează sub LabVIEW în modul continuu pentru înregistrarea temperaturii ca un plotter X-Y. Partea din dreapta introduce un tact de achiziție de date la fiecare secundă. Partea stângă implementează procesarea principală. Partea inferioară a diagramei (sub-VI) configurează cele patru canale de intrare diferențiale. Primele trei sunt pentru senzorii de temperatură de pe probele de aluminiu, cupru și oțel. Datele celor patru canale se transmit către multiplexor. Primele trei secvențe sunt de-multiplexate pentru conversia din volți în grade, prin multiplicare cu coeficientul senzorului de temperatură și pentru trasarea graficului. Partea inferioară din stânga include o marcarea a timpului de la ceasul computerului, configurat să genereze un șir oră, minut, secundă de tipul HH:MM:SS. Șirul se desparte înainte și după primul “:” separator și așa mai departe – în trei părți convertite în numere. Un multiplexor 5-la-1 grupează aceste date (prima intrare triplă, pentru temperaturi, a doua intrare pentru tensiuni, a treia, a patra și a cincea pentru timp HH, MM, SS) și le trimite într-un tabel de date Excel, Termo11.XLS, pe computer într-un director D:/Termo.

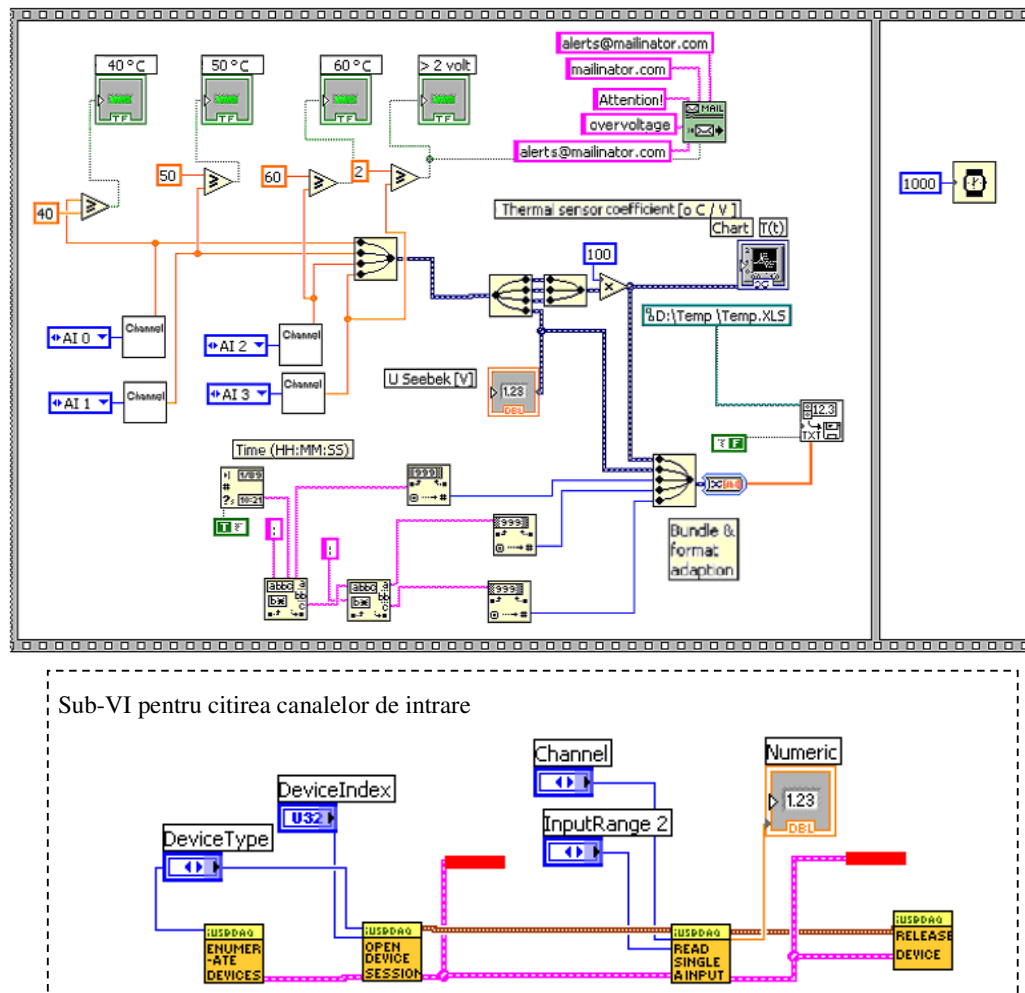


Fig.3.33. Diagrama instrumentului virtual

S-au determinat bilanțuri energetice pentru opt regimuri de funcționare, conform tabelului 3.10.

No. test	n [rpm]	F [div la frână]	\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{ge} / \dot{Q} [%]	$\dot{Q}_{conrad} / \dot{Q}$ [%]
1.	991	10	25,3	19,7	3,4
2.	1008	6	20,1	24,3	3,6
3.	1025	15	38,4	17,8	2,3
4.	1241	12	39,6	20,1	2,1
5.	1245	8	25,3	25,4	3,2
6.	1436	9	35,3	20,6	1,8
7.	1440	13	47,3	21,5	1,8
8.	1475	6	29,7	25,6	2,8

Tabelul 3.10 Regimurile de funcționare și termenii de bilanț

Potențialul de recuperare este mare, gazele arse conținând 17-25% din căldura generată prin ardere, iar suprafețele motorului eliberează 1,8-3,6% din aceeași căldură. Figura 3.34 reprezintă diagrama Sankey corespunzătoare punctului 1 de testare.

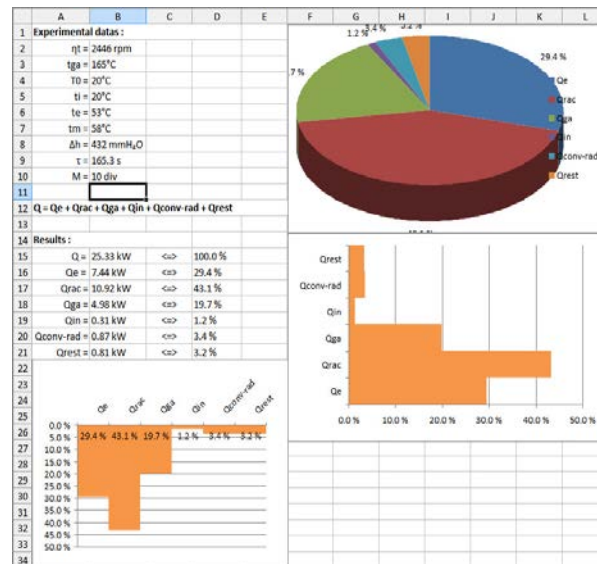


Fig.3.34 Diagrama Sankey

Modulul TEC a fost cuplat în circuitul de măsură pentru a se putea determina caracteristica curent-tensiune, cu ajutorul unui multimetru A, unui voltmetru și a unei rezistențe decadice DR (fig. 3.35).

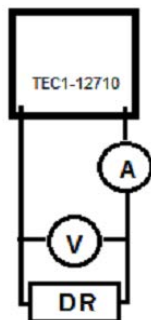


Fig.3.35 Schema de măsurare a modului TEC

Prin aplicarea unor temperaturi diferite la sursa rece și cea caldă, se reglează rezistorul decadic din sarcina TEG pentru a maximiza produsul Putere = Curent \times Tensiune obținând un rezultat de ordinul a 100mW.

Investigațiile experimentale s-au desfășurat în trei faze, prima, fixând răcitoarele cu un dispozitiv special, în a doua fază răcitoarele s-au montat direct pe colectorul de evacuare, iar faza a treia a utilizat un răcitor suplimentar.

În faza 1 răcitoarele au fost fixate pe un suport de tablă, cum se vede în fig.3.36 pentru a avea un contact bun cu colectorul de evacuare; senzorii de temperatură au fost fixați în trei blocuri de metal care au acționat ca surse reci.

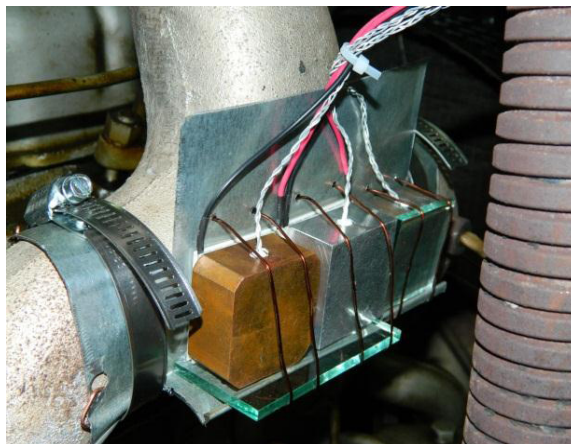


Fig.3.36 Montarea inițială a TEG

Motorul a funcționat în 10 regimuri, fiind colectate date despre diferența de temperatură ΔT și tensiunea produsă, conform tabelului 3.11. Se poate observa că blocul de aluminiu este mai bun decât cel de cupru generând ΔT constant ceea ce produce tensiune.

Punctul 7 indică o creștere notabilă de temperatură și tensiune. Suportul pe care a fost montat TEG a funcționat ca o aripioară de răcire ceea ce a dus la scăderea temperaturii locale.

Nr. test	Temperatura blocului [°C]			Tensiunea Seebeck [mV]	Temperatura pe colector [°C]
	Aluminiu	Cupru	Oțel		
1.	-	20	20	70	100
2.	-	21	22	95	115
3.	-	22	23	145	118
4.	-	27	28	170	120
5.	-	28	29	170	120
6.	29	34	34	157	120
7.	31	35	35	156	128
8.	32	37	37	182	132
9.	37	45	45	320	134
10.	38	47	47	311	137

Tabelul 3.11 Temperaturile și tensiunile din faza inițială

În faza a doua TEG a fost montat direct pe colector, conform figurii 3.37, prin fixare cu sârmă de cupru și aplicarea de unsoare termică pentru a umplere micile spații la contactul mecanic (care devine astfel și un "contact termic" mai bun).

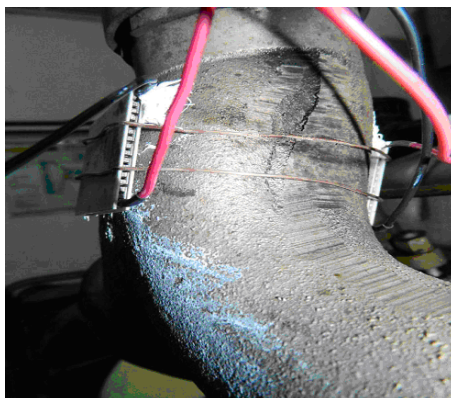


Fig.3.37. Fixarea directă a TEG

Pentru cele 12 regimuri de funcționare descrise în tabelul 3.12, cât mai aproape de cele 10 anterioare, s-au înregistrat tensiunea, temperatura gazelor arse și temperatura pe exteriorul colectorului, ținând seama de limita de 138°C impusă de producătorul TEG. Se observă o creștere notabilă de tensiune față de faza 1, până la 1,3 V.

Nr. test	Temperatura exterioră a colectorului [°C]	Temperatura gazelor arse [°C]	Tensiunea Seebeck [mV]
1.	45	90	292
2.	48	90	353
3.	54	90	400
4.	60	90	440
5.	64	105	508
6.	68	105	573
7.	73	105	610
8.	74	105	610
9.	92	105	700
10.	126	200	1100
11.	140	200	1300
12.	109	200	860

Tabelul 3.12. Tensiunile și temperaturile în faza a doua

Pentru validarea temperaturilor exterioare măsurate pe colector s-a folosit termografia în infraroșu (fig. 3.38.a și 3.38.b).

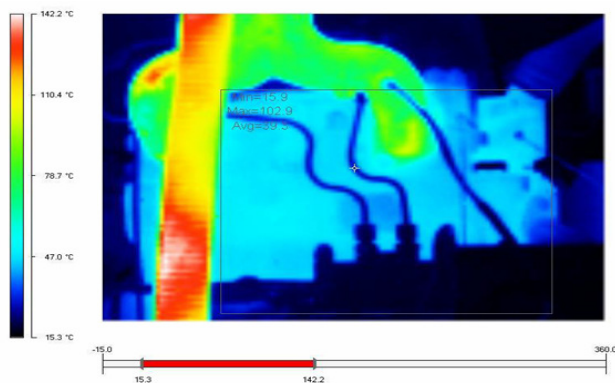


Fig.3.38.a. Termografia pentru punctul 1

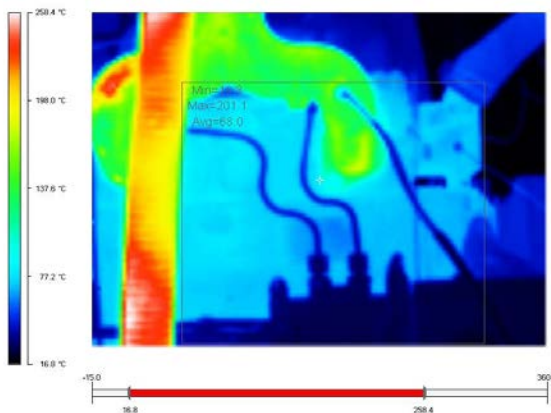


Fig.3.38.b. Termografia pentru punctul 7

Termogramele confirmă temperaturile măsurate cu termocupluri, cum se observă în tabelul 3.13, eroarea relativă fiind acceptabilă.

Regimul	Faza 2 tab.3.12	Temperatura gazelor arse [°C]	Temperatura colector (termocuplu) [°C]	Temperatura colector IR [°C]	Eroarea relativă [%]
1	8	140	74	78,7	1,3
7	11	200	140	137,6	0,6

Tabelul 3.13 Eroarea de măsurare a temperaturii

În faza a treia s-au montat pe TEG răcitoare din aluminiu conform fig.3.39.

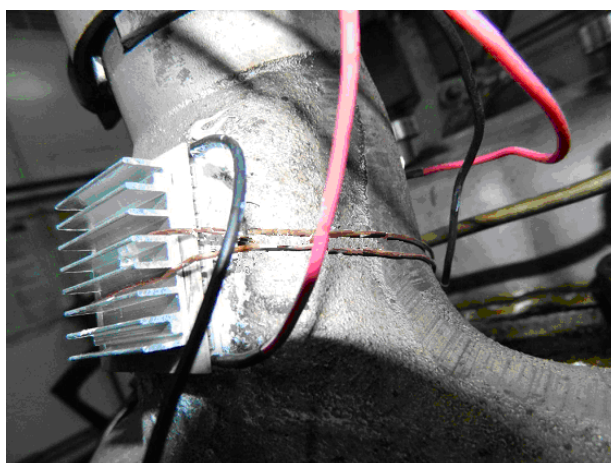


Fig.3.39. Montajul TEG cu răcitor

Rezultatele acestei faze au fost inferioare celor din faza a doua, răcitorul de aluminiu nu a fost benefic pentru creșterea tensiunii.

Interpretarea datelor și concluzii

Pe baza pantei lineare dintre tensiune și diferența de temperatura trasată în fig.3.40 este posibil să se extrapoleze comportamentul la 300°C care va genera 2,86V mai mult ca dublu față de valoarea actuală 1,3 V.

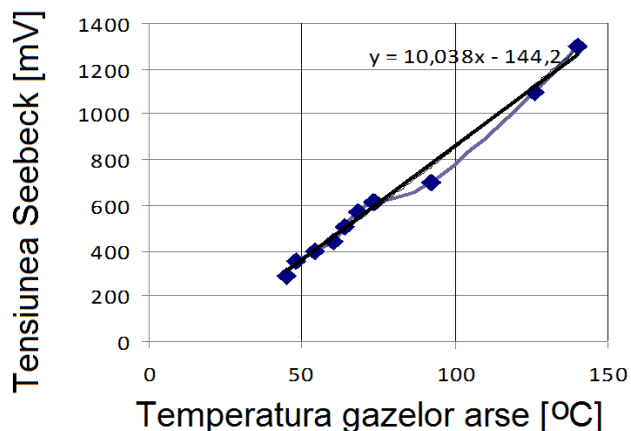


Fig.3.40 Tensiunea Seebeck în mV funcție de temperatura gazelor arse

Dacă un singur TEG de acest tip încercat generează puterea de 100 mW de pe 10 cm² atunci întregul colector de evacuare acoperit cu TEG flexibile, circa 60 de bucăți, ar produce 6W. Dacă se alege un modul TEG mai eficient, ca modelul HZ-20 [89], pe aceeași suprafață s-ar produce 225W cu 15 module și o conversie a căldurii în electricitate de 4,5% care ar putea rezolva o parte din cerința de electricitate de la bordul autovehiculelor sau local - pentru anexe la care e mai dificil să se facă legături de la cablajul electric central.

Investigațiile au confirmat potențialul recuperării de energie ("energy harvesting") prin TEG, fiind pus la punct un sistem fiabil de studiu al conversiilor termoelectrice.

Cercetările pe care le-am efectuat în acest domeniu au fost realizate în același laborator al Universității Transilvania, cu colaborarea dr.ing. Cornel STANCA și a masteranzilor, rezultatele fiind publicate in extenso în articolul Experimental investigation of thermoelectric heat recovery from a diesel engine, Proceedings of the 11th International Conference on Applied and Theoretic Electricity - ICATE, conferință recunoscută ISI, iar instrumentul virtual în articolul Data acquisition and virtual instrumentation system for the study of Peltier and Seebeck effects, la 12th International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment, OPTIM 2010, conferință recunoscută ISI.

3.5 OPTIMIZAREA INSTALAȚIEI DE RĂCIRE

Între componentele sistemului de răcire sunt dependențe termice și aerodinamice, precum și cerințe privind consum redus de energie și zgomot (ventilator și pompă).

Pentru o investigație reală a sistemului de răcire a motorului sunt necesare proceduri de testare a componentelor precum și cunoașterea mărimilor fizice care influențează sarcinile termice.

Cercetarea instalației de răcire a fost făcută pe motorul diesel 797-05 în laboratoarele de la INAR determinându-se fluxurile de căldură disipate în lichidul de răcire și în aer, precum și căldura disipată pe întreg ansamblul (motor – pompă de lichid – ventilator - radiator).

A fost pusă la punct o procedură de proiectare a ansamblului de răcire pe baza diagramelor funcționale a fiecărui component care face o selecție argumentată a principalelor componente ale sistemului de răcire, funcție de necesarul de răcire al fiecărui motor.

Durata de viață a motorului este asigurată de un sistem de răcire fiabil, dependent încă din faza de proiectare de cantitatea de căldură necesară pentru a fi eliberată în atmosferă. Eliberarea de căldură depinde de configurația și dimensiunile pompei de lichid, radiatorului și ventilatorului .

Fiecare din componentele instalației de răcire a motorului au propriile caracteristici care trebuie acordate în ansamblul instalației.

Pompa de lichid trebuie să asigure un anumit debit de lichid de răcire la o anumită presiune și să fie antrenată cât mai economic; ventilatorul trebuie să antreneze debite mari de aer la diferite turații ale motorului, cu un consum de putere minim, fără să facă zgomot.

Radiatorul trebuie să elibereze o anumită cantitate de căldură, dar cu rezistențe la curgere a fluidelor minime.

În cele ce urmează este descrisă procedura de acordare a componentelor de răcire ale motorului 797-05 fiind testate o pompă de lichid, două radiatoare cu codurile 632 și 670 și trei ventilatoare, toate cu 6 pale cu dimensiunile (diametru x lățimea palei) $\Phi 530 \times 79$, $\Phi 53 \times 110$ și $\Phi 625 \times 110$.

Pompa de lichid este o pompă centrifugală, cod 89.06500.6002, proiectată special pentru acest motor. Caracteristica sa de presiune-debit a fost ridicată pe stand și este reprezentată în figura 3.41.

Sunt trasate peste curbele de presiune-debit ridicate la turații constante ale pompei și curbele de presiune din sistemul de răcire în condițiile funcționării cu termostatul total închis și cu termostatul total deschis.

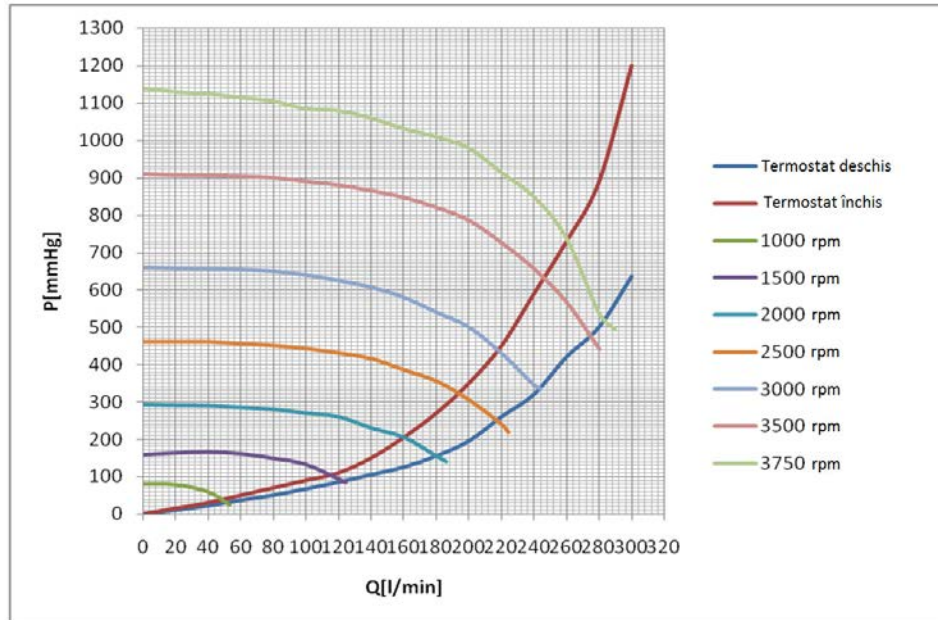


Fig 3.41. Caracteristica pompei centrifugale

Ventilatoarele au fost testate pe un stand special construit pentru acest scop reprezentat în fig.3.42 care cuprinde și radiatorul, fiind măsurate viteza aerului, puterea consumată pentru antrenare, turația ventilatorului și pierderea de presiune la trecerea aerului prin radiator. Variația vitezei aerului la diferite turații ale ventilatorului, egală cu cea a motorului, a fost produsă folosind pe difuzorul admisiei de aer câteva inele obturatoare de diferite diametre.

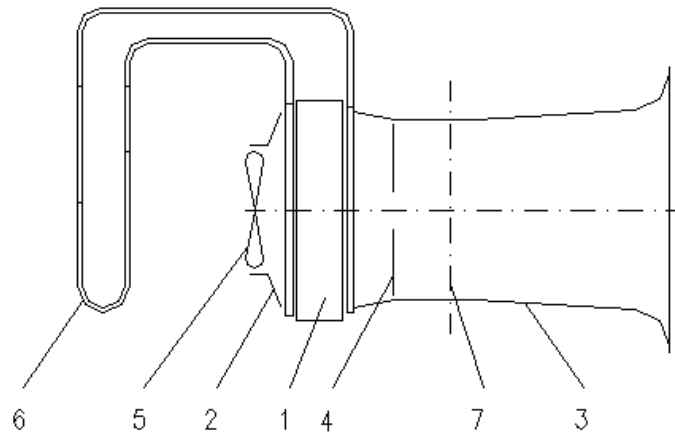


Fig.3.42. Configurația standului de testare a ventilatoarelor
 1-radiator de apă, 2- difuzorul ventilatorului, 3-difuzorul admisiei de aer, 4- obturator, 5- ventilator, 6- manometru diferențial, 7- secțiunea de măsurare ($\Phi 600$ mm) a vitezei aerului.

Valorile puterilor consumate de antrenarea ventilatorului și debitele de aer sunt reprezentate în figura 3.43, cu observația că alura curbelor este aceea indicată de literatură, adică debitul de aer este proporțional cu turația ventilatorului, iar puterea consumată de ventilator variază cu turația la puterea a treia.

Pe grafice sunt trecute și radiatoarele care au fost utilizate la testarea ventilatoarelor, fiind deja introduse limitări dimensionale.

Radiatoarele au fost testate conform standardului [90] care impune:

- Temperatura apei să fie păstrată în intervalul $80 \pm 2^{\circ}\text{C}$ prin modificarea sarcinii motorului;
- Reglarea temperaturii aerului din fața radiatorului la $20 \pm 2^{\circ}\text{C}$, astfel să se mențină o diferență de $60 \pm 2,5^{\circ}\text{C}$ dintre temperatura apei și cea a aerului de răcire.
- Debitul de apă să fie cuprins între 40 și 80 l/min, realizat printr-un obturator plasat pe circuitul de apă de răcire al motorului;

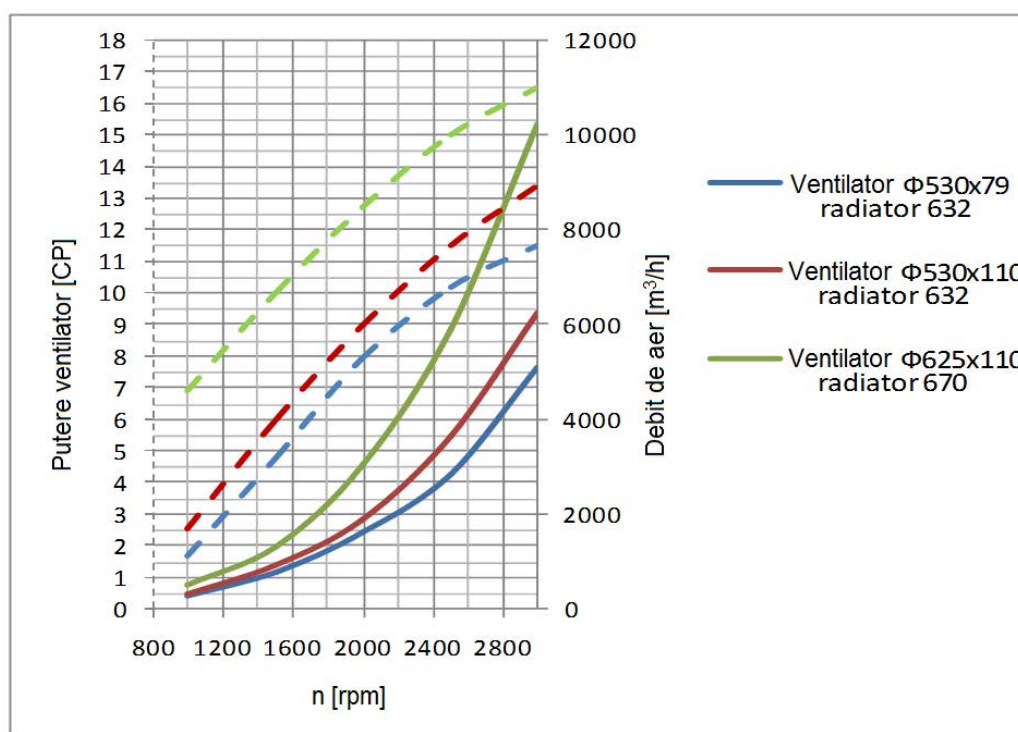


Fig.3.43 Puterea consumată și debitele volumice de aer [cu linie întreruptă]

Parametrii radiatoarelor testate sunt cuprinși în tabelul 3.14:

Tipul radiatorului	632	670
Lățimea [mm]	50	62
Aria frontală [m ²]	0,291	0,392
Aria totală în contact cu aerul [m ²]	16,315	26,297
Numărul de aripioare pe inch	14	13
Numărul de tuburi	168	195
Numărul de rânduri de tuburi	3	3
Capacitatea [l]	6,7	8
Masa [kg]	23+1,15	30,69

Tabelul.3.14.Characteristicile tehnice ale radiatoarelor

Căderea de presiune funcție de debitul de aer pe cele două radiatoare 632 și 670 măsurată pe instalația din fig.3.42 este reprezentată în fig.3.44.

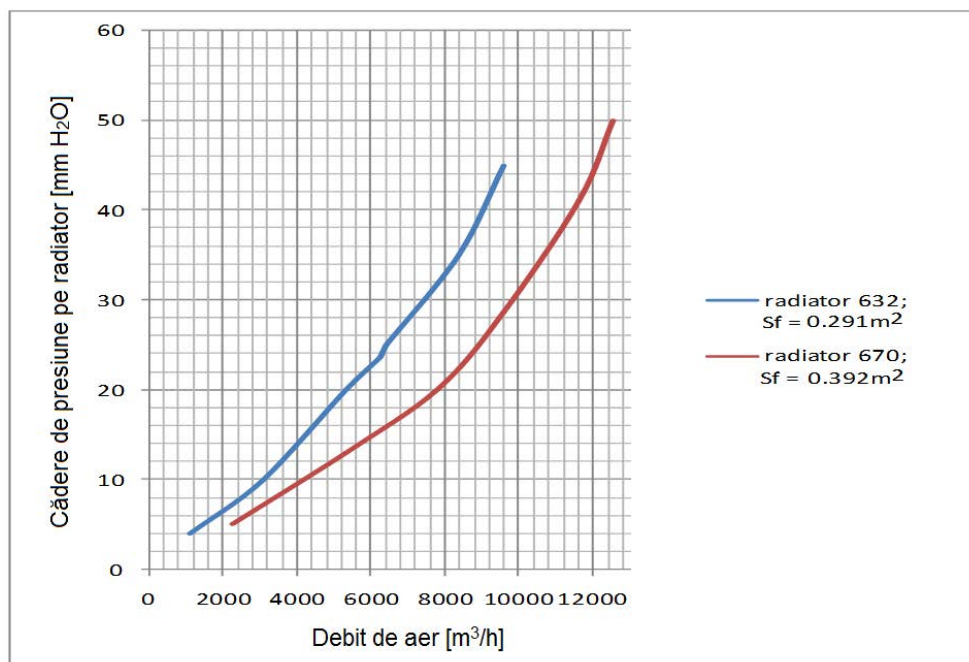


Fig.3.44. Reducerea presiunii la trecerea aerului prin radiatoare

Căldura eliberată prin sistemul de răcire s-a determinat utilizând [90] viteza aerului în fața radiatorului la secțiunea de $\Phi 600$ mm, debitul apei, temperatura aerului înainte și după radiator, temperatura apei la intrarea și la ieșirea din radiator.

Pe baza măsurărilor s-au calculat căldura eliberată de lichidul de răcire și căldura absorbită de aer, ca și coeficientul global de transfer de căldură.

Reprezentarea variației presiunii, a temperaturii medii de încălzire a aerului și a coeficientului global de transfer de căldură funcție de turație sunt date în fig.3.45 pentru radiatorul 632 și în fig.3.46 pentru radiatorul 670.

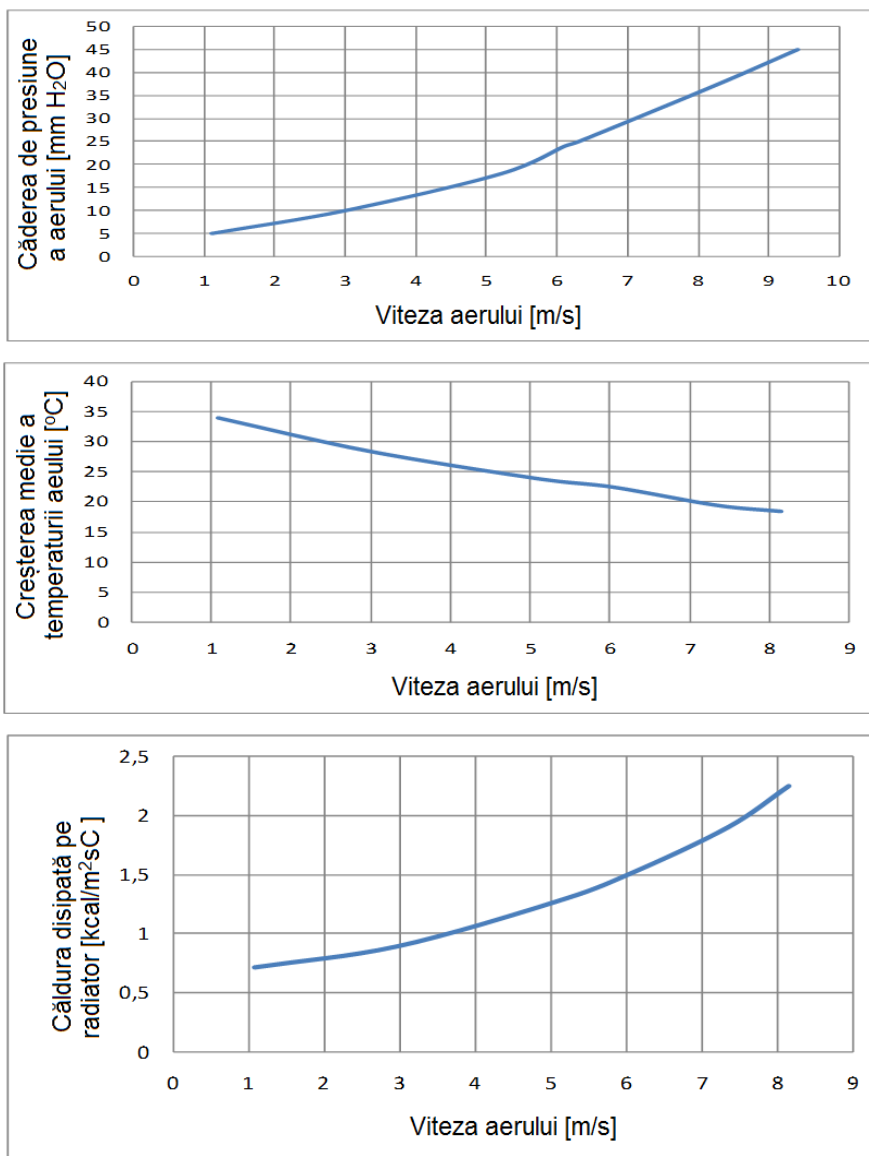


Fig.3.45. Variația caracteristicilor radiatorului 632

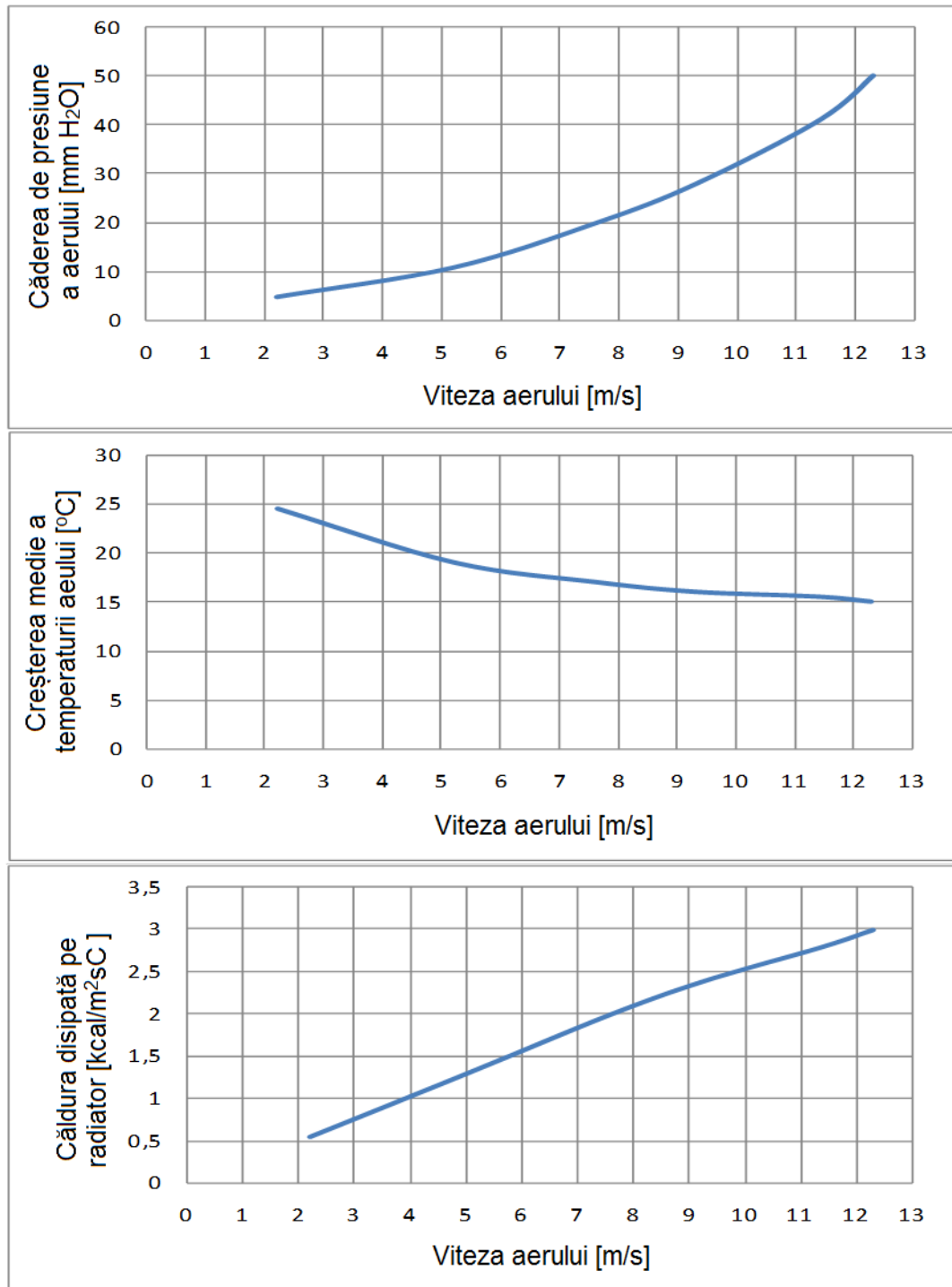


Fig.3.46. Variația caracteristicilor radiatorului 670

Verificarea întregului sistem de răcire s-a făcut pentru două turații ale motorului, în echiparea menționată anterior. Centralizarea datelor numerice este cuprinsă în tabelul 3.15.

Parametru	Unitate	Componente					
		Radiator 632 Ventilator $\Phi 530 \times 79$		Radiator 632 Ventilator $\Phi 530 \times 110$		Radiator 670 Ventilator $\Phi 625 \times 110$	
Putere	kW	56,9	74,4	56,7	73,2	55,8	69,1
Cuplu	daNm	30,2	24,5	30,1	24,1	29,6	22,8
Turație	rpm	1800	2900	1800	2900	1800	2900
Temperatura aerului	$^{\circ}\text{C}$	15	15	17	17	18	18
Presiunea atmosferică	mmHg	710	710	702	702	715	715
Temp.aer înaintea rad.	$^{\circ}\text{C}$	16,3	18,7	21,9	21,3	24,9	23,5
Temp.aer după rad	$^{\circ}\text{C}$	47,4	45,8	48,4	43,8	43,0	40,3
Creștere temp.aer în rad.	$^{\circ}\text{C}$	31,1	27,1	26,5	22,5	18,1	16,8
Temp.apă intrare rad.	$^{\circ}\text{C}$	86,9	89,7	82,1	83,3	67,0	65,0
Temp.apă ieșire rad.	$^{\circ}\text{C}$	79,7	82,6	75,0	76,7	59,7	58,6
Scădere temp.apă în rad.	$^{\circ}\text{C}$	7,2	7,1	7,1	6,6	7,3	6,4
Viteza aer înaintea rad.	m/s	4,08	6,91	5,06	8,17	5,49	8,88
Cădere presiune rad.	mm H_2O	14	29	18	37	20	47
Presiune pompă apă	bar	0,20	0,47	0,22	0,49	0,22	0,51
Debit apă	l/min	81,5	123,7	82,8	131,3	85,9	144,3
Raport transm.pompă apă	-	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45
Turația pompă apă	rpm	2610	4200	2610	4200	2610	4200
Aria frontală vent.	m^2	0,291	0,291	0,291	0,291	0,392	0,392
Nr.nervuri per inch	-	14	14	14	14	13	13
Debit aer	kg/h	4860	8170	5630	9480	8630	14030
Aria totală radiator	m^2	16,31	16,31	16,31	16,31	26,29	26,29
Debit căldură cedat de apă	kcal/h	35210	52700	35270	52000	37620	55410
Debit căldură absorbit de aer	kcal/h	36210	53050	37164	51070	37400	56400
Temp.medie apă în radiator	$^{\circ}\text{C}$	83,3	86,15	78,55	80,0	63,35	61,8
Coefficient global de schimb de căldură	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^{\circ}\text{C}}$	1,096	1,863	1,300	2,236	1,468	2,359

Tabelul 3.15. Rezultate pentru configurațiile sistemului de răcire

Studiu de caz numeric

Aplicația arată cum se pot folosi curbele experimentale, formulându-se următoarea problemă de acordare a sistemului de răcire.

Cerința:

Pentru un motor care funcționează la puterea de 100 CP trebuie eliberată o cantitate de energie de 500 kcal/CPh, știind că viteza ventilatorului este de 7,4 m/s să se verifice dacă montarea radiatorului 632 (cu aria frontală de $0,291 \text{ m}^2$) poate extrage această cantitate de căldură.

Rezolvarea

Din fig.3.45 la viteza aerului de 7.4 m/s corespunde un coeficient global de transfer de căldură de $1.95 \text{ kcal/m}^2\text{s}^0\text{C}$ și o creștere de temperatură în radiator de 19^0C .

Debitul de căldură care trebuie eliberat din motor prin răcire este:

$$Q_{\text{motor}} = 100 \text{ (HP)} \times 500 \text{ (kcal/HPh)} = 50.000 \text{ kcal/h.}$$

Debitul de căldură care poate fi disipat de radiator este:

$$Q_{\text{radiator}} = 1,95 \text{ (kcal/m}^2\text{s}^0\text{C)} \times 0,291 \text{ (m}^2\text{)} \times 19^0\text{C} \times 3600 \text{ (s)} = 38814 \text{ kcal/h,}$$

rezultând că radiatorul 632 nu are capacitate necesară de răcire. O soluție poate fi creșterea turației ventilatorului care poate crește viteza aerului, de exemplu la 9,5 m/s. În acest caz prin extrapolare din fig.3.45 rezultă:

$$Q_{\text{radiator}} = 2,65 \times 0,291 \times 16,5 = 45806 \text{ kcal/h,}$$

care nu e suficientă și ar duce la un consum de putere pentru ventilator prea mare.

Altă soluție este schimbarea radiatorului cu tipul 670 care la viteza aerului de 9,5 m/s va avea

$$Q_{\text{radiator}} = 2,45 \times 0,392 \times 16 \times 3600 = 55319 \text{ kcal/h.}$$

Soluția este bună, dar mai economică este funcționarea la viteza aerului de 8 m/s, care conduce la $Q_{\text{radiator}} = 2,1 \times 0,392 \times 17 \times 3600 = 50380 \text{ kcal/h.}$

Soluția finală este funcționarea motorului cu radiatorul 670 și ventilatorul $\Phi 625 \times 110$ care va elibera energia de 50000 kcal/h din motor.

Cercetarea a fost finanțată cu fonduri ale Ministerului Educației și Cercetării, iar rezultatele se regăsesc în Procedura de acordare a instalației de răcire, document intern al INAR și au fost publicate în lucrarea Thermal adjustment of cooling systems in commercial diesel engines publicată în volumul celei de –a XII-a Conferințe a Congresului Internațional de Automobile “CONAT 2010”, în baza de date BDI (<http://www.fisita.com>).

3.6 DETERMINAREA PIERDERILOR MECANICE

În timpul funcționării motoarelor cu ardere internă o parte din energia generată în camera de ardere este consumată pentru învingerea frecărilor interne dintre piese și pentru antrenarea altor agregate auxiliare. Această energie consumată se mai numește pierdere mecanică, iar mărimile care o caracterizează sunt presiunea medie echivalentă pierderilor mecanice p_m , puterea echivalentă pierderilor mecanice P_m și randamentul mecanic, η_m . Pentru un anumit motor mărimea pierderilor mecanice este importantă fiind un indicator al perfecțiunii proiectării, dar mai ales al calității fabricației pieselor.

Determinarea experimentală a pierderilor mecanice la motoare se poate face fie prin antrenarea motorului de un generator electric pe standul de testare, fie prin scoaterea succesivă din funcțiune a câte unui cilindru; deși cea de a doua metodă pare mai eficientă, aceasta nu poate fi aplicată la motoare supraalimentate, astfel metoda antrenării exterioare rămâne cea mai utilizată metodă.

Motorul, încălzit inițial la temperatura de lucru este antrenat electric fără a fi alimentat cu combustibil și se măsoară cuplul rezistent.

Fiind măsurate puterea efectivă P_e și puterea pierderilor mecanice P_m , randamentul mecanic se calculează cu formula:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_m}, \quad (3.17)$$

Cercetarea întreprinsă în acest domeniu s-a concentrat pe determinarea pe standul dinamometric a puterii pierderilor mecanice și a randamentului mecanic pentru două motoare.

Motoarele au fost de tipul D 2156 MTN8R și 798-05, având caracteristicile din tabelul 3.16 și au fost testate la INAR pe un stand de curent continuu de 300 kW, cu aceleași dotări experimentale ca în capitolul 3.1.

Motorul	D 2156 MTN8R	798- 05
Puterea nominală (kW)	195	97,8
Turația nominală (rpm)	2100 ₋₅₀	2800 ₋₅₀
Cuplul maxim (Nm)	996	401
Turația cuplului maxim (rpm)	1300 - 1400	1800 - 1900
Consum specific minim (g / kWh)	223	245

Tabelul 3.16 Datele tehnice ale motorului

Pentru a afla puterea pierderilor mecanice P_m și puterea efectivă P_e s-au ridicat trei caracteristici de turație la sarcină totală, prima pentru găsirea puterii efective de referință P_e , a doua pentru determinarea pierderii de putere propriu-zise în condițiile debitului de evacuare eliminat liber P_m , iar cea de-a treia la fel ca cea de-a doua, dar cu debitul de evacuare restricționat printr-un sistem de frânare auxiliar al vehiculului care acționează o supapă de evacuare plasată pe motor, adică puterea pierderilor mecanice în cazul aplicării frânei pe motor P_{fm} .

Diagramele puterilor trasate sunt prezentate în fig. 3.47 pentru D2156MTN8R și în fig.3.48 pentru 798- 05, iar a randamentelor mecanice în fig. 3.49 pentru D2156MTN8R și în fig.3.50 pentru 798- 05.

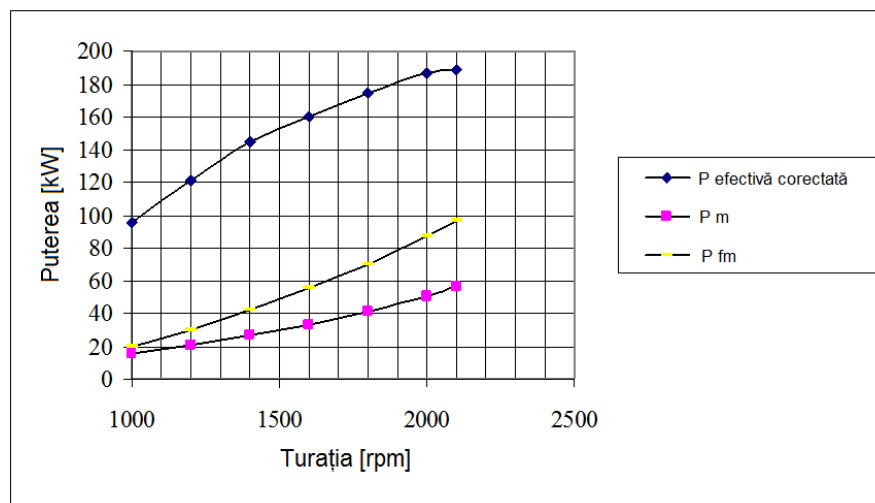


Fig 3.47. Puterile măsurate ale motorului D2156MTN8R

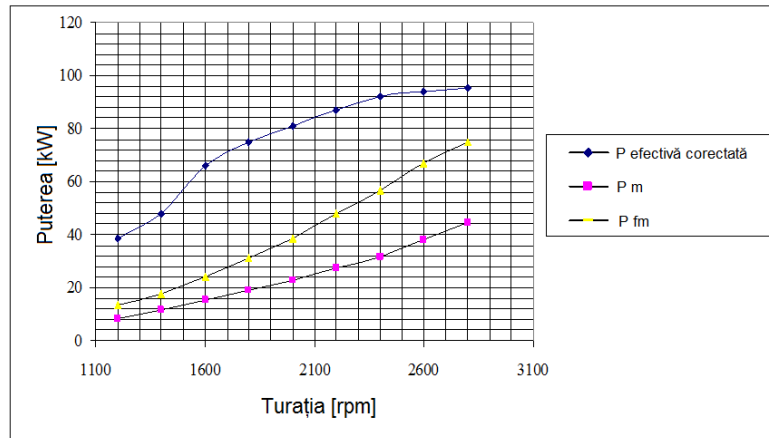


Fig.3.48 Puterile măsurate ale motorului 798-05

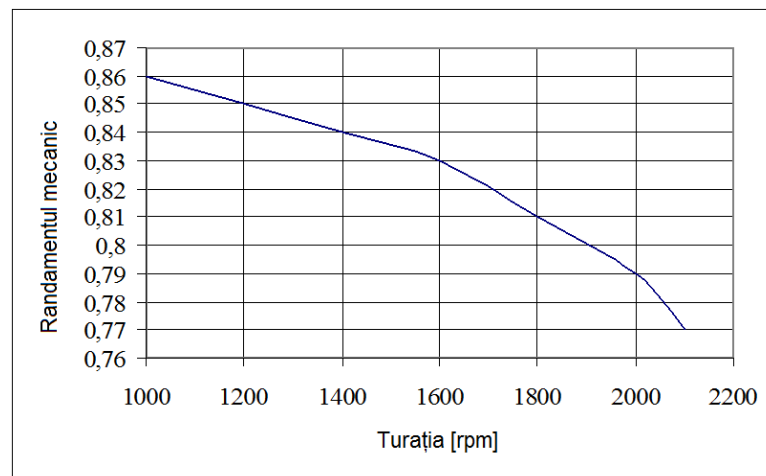


Fig.3.49 Randamentul mecanic al motorului D2156MTN8R

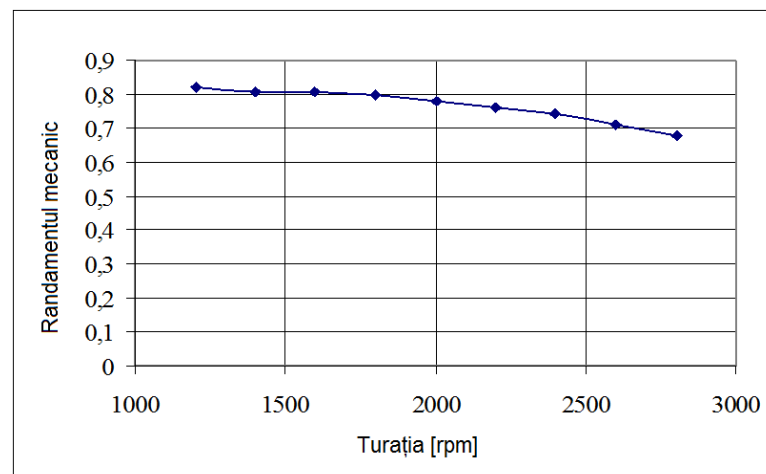


Fig.3.50. Randamentul mecanic al motorului 798-05

Unele interpretări ale rezultatelor

Graficele confirmă scăderea randamentului mecanic cu turația pentru ambele motoare în limitele recomandate de literatura tehnică.

Pentru motorul 798-05, valoarea de 0,75 este mai mică decât valorile medii ale categoriei de motoare, diagnosticând cel mai probabil probleme de procesare a suprafeței cilindrilor sau la mecanismul de distribuție, la pompa de ulei sau la ventilator sau un ulei ne-îndeajuns de potrivit cu motorul.

Dacă P_m se scrie similar ca P_e , atunci apare o presiune medie a pierderilor mecanice p_m , definită de formula [45]:

$$P_m = \frac{p_m \cdot V_s \cdot i \cdot n}{300v} \quad (3.18)$$

cu V_s cilindrul unitară, i – numărul de cilindri, v – $\frac{1}{2}$ din numărul de timpi, n – turația.

Presiunea pierderilor mecanice p_m variază linear cu viteza medie de piston w_p ,

$$p_m = a + b \cdot w_p \quad (3.19)$$

Cum viteza medie de piston e proporțională cu turația n , conform cu formula:

$$w_p = \frac{S \cdot n}{30} \quad (3.20)$$

cu S – cursa pistonului.

Revenind la relația (3.18), P_m se poate exprima ca o funcție de gradul doi de turație, în forma:

$$P_m = B \cdot n^2 \quad (3.21)$$

Rezultatele experimentale au indicat o bună corelație cu forma ecuației (3.21) pentru ambele motoare, rezultând relațiile individualizate pentru motorul D2156MTN8R (3.22) și pentru motorul 798-05 (3.23):

$$P_m = 13.975 \cdot 10^{-6} n^2 \quad (3.22)$$

$$P_m = 5.75 \cdot 10^{-6} n^2 \quad (3.23)$$

Ecuațiile (3.22) și (3.23) sunt valabile numai pentru cele două exemplare de motoare testate, dispersia rezultatelor fiind sub 5%.

O lucrare asemănătoare extinde datele asupra randamentelor mecanice ale motoarelor 392-L4-DTI și 1035-L6- DTI.

Cercetarea a fost finanțată cu fonduri ale Ministerului Educației și Cercetării, iar rezultatele se regăsesc în lucrarea The Mechanical Power Loss of the Diesel Engines, publicată în Buletinul Științific al Universității Transilvania, seria Științe inginerești, vol.1 (50), 2008, revistă indexată în baze de date internaționale (BDI).

3.7. REDUCEREA PUTERII DE ANTRENARE A ECHIPAMENTELOR AUXILIARE

Piața concurențială ordonează motoarele după puterea netă pe care acestea o generează după ce din puterea brută este scăzută puterea consumată de o serie de agregate auxiliare. De aceea interesul fiecărui producător este să limiteze cât mai mult posibil consumurile de putere ale ventilatorului și pompelor care sunt antrenate mecanic de la arborele cotit al motorului. În cele ce urmează sunt prezentate eforturile de reducere a puterii de antrenare a ventilatorului, în două direcții: măsurarea acestei puteri pe stand (3.7.1.) și studiul unui ventilator cu variație de turație (3.7.2).

3.7.1 DETERMINAREA PUTERII DE ANTRENARE A VENTILATORULUI

Standul de cercetare a ventilatorului fost deja descris în cap. 3.5 fiind ilustrat în fig.3.42, iar utilitatea sa a fost dovedită în ceea ce privește acordarea motorului cu radiatorul și ventilatorul, astfel încât puterea de antrenare a ventilatorului să fie minimă, iar debitul de aer antrenat maximizat.

Cercetarea următoare se concentrează pe influența construcției și materialului ventilatorului asupra scăderii consumului de putere, fiind investigată funcționarea motorului diesel 392-L4-DTI cu două soluții de ventilatoare, unul confecționat din tablă de oțel cu dimensiunile $\varnothing 460 \times 6 \times 80$, iar celălalt din plastic cu dimensiunile $\varnothing 470 \times 9 \times 60$.

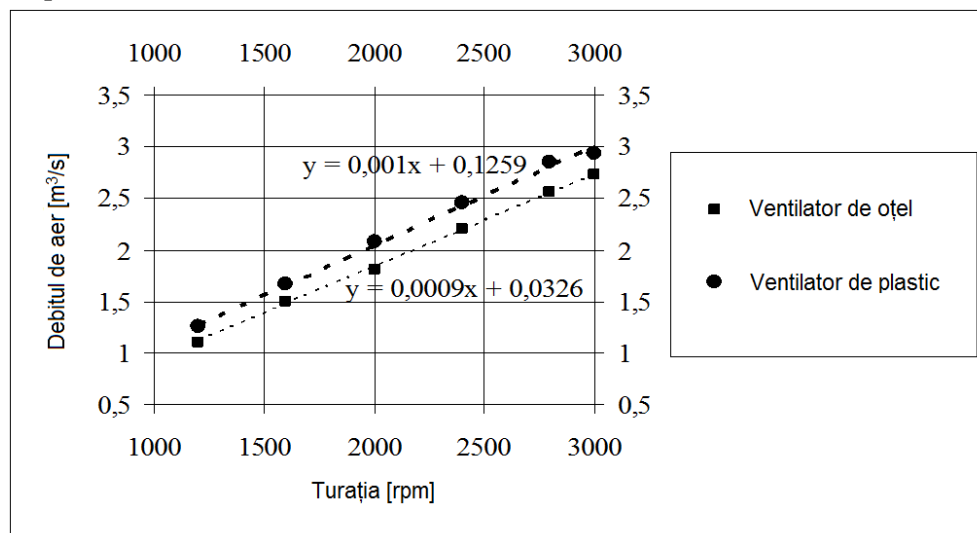


Fig.3.51. Debitul de aer antrenat de ventilatoare (valori măsurate și interpolări lineare)

Debitul de aer produse de cele două ventilatoare sunt comparate în figura 3.51, iar puterile consumate pentru antrenarea lor în figura 3.52.

Analiza celor două grafice profilează următoarea dilemă: ventilatorul de plastic generează un debit de aer mai mare decât cel de oțel, cu circa 12.5%, dar consumă mai multă putere cu circa 66% în medie.

Alegerea între debit și consum de putere e înclinată în favoarea consumului de putere, literatura limitează procentual această putere la 6-8% din puterea efectivă; după acest criteriu procentul pentru ventilatorul de oțel variază între 1,2 - 6.8%, iar pentru cel din plastic între 2 - 12%.

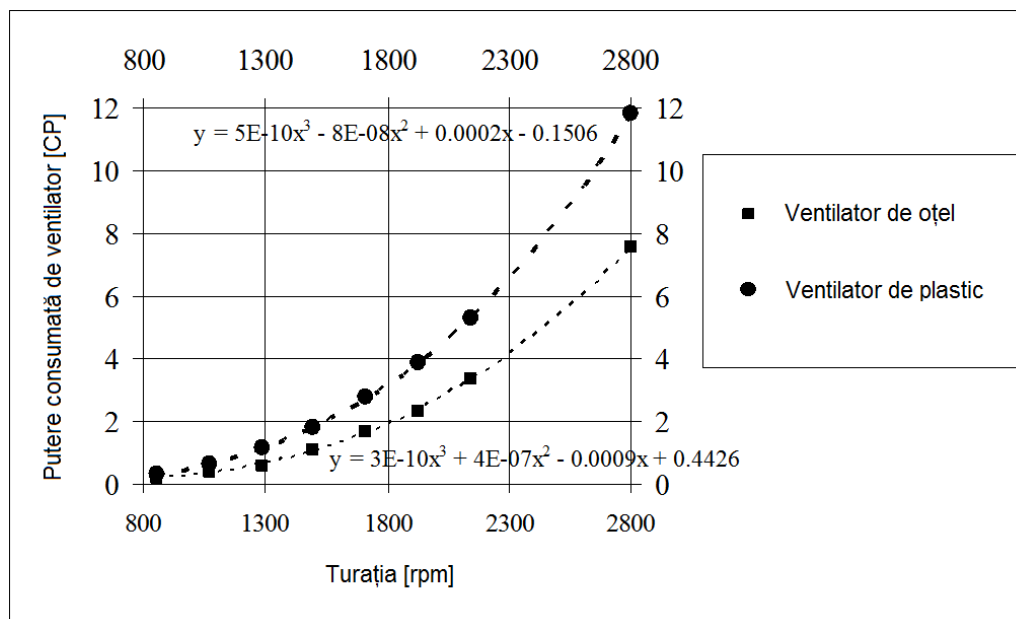


Fig.3.52. Puterile de antrenare ale ventilatoarelor și interpolările polinomiale

Cercetarea a fost finanțată cu fonduri ale Ministerului Educației și Cercetării, iar rezultatele se regăsesc în lucrarea Fan characteristics determination for 392-L4 diesel engines, publicată în volumul Buletinului Științific al Universității Transilvania, dedicat Conferinței naționale de termotehnică, 2009.

3.7.2 CUPLAJUL VENTILATORULUI LA TURAȚII VARIABLE

Funcționarea ventilatorului convențional antrenat mecanic de arborele cotit al motorului are dezavantajul de a consuma energie și în anumite regimuri când răcirea nu e necesară, mai precis în perioadele de pornire, încălzire și sarcini mici.

Motorul este protejat de termostat, dar ventilatorul supra-răcește inutil motorul consumând putere mecanică. Soluțiile la această situație pentru motoarele grele sunt folosirea ventilatoarelor cu acționare intermitentă sau cu turație variabilă.

Literatura specifică pentru aceste soluții o economie de combustibil de circa 10%, cu întreținere redusă, în cazul folosirii unui cuplaj cu fluid cu vâscozitate mare [91-93].

Cercetarea unui astfel de ventilator cu turație variabilă a fost realizată pe motorul 1035 L6 DT ale cărui caracteristici au mai fost prezentate în cap.3, tabelul 3.16 sub denumirea veche de D2156MTN8R.

Ventilatorul testat este din plastic, tip Eaton cu 9 pale cu lățimea de 73 mm cu diametrul exterior de $\Phi 625$.

Antrenarea ventilatorului este de tip Eaton –Visco P/N 60 I, aceasta conține ulei silionic care are o capacitate variabilă de a transmite cuplul.

Reglajul cantității de ulei silionic care acționează cuplajul este făcut de o lamelă bimetalică care mișcă un piston aș funcție de temperatura aerului.

S-au efectuat următoarele probe pe stand [94]:

- a. Debitul de aer funcție de scăderea de presiune, la turație constantă;
- b. Puterea consumată de ventilator funcție de turație;
- c. Eficiența ventilatorului.

Ventilatorul fără mecanismul de cuplare a fost montat pe standul de testare care are un motor de curent continuu de turație variabilă, ilustrat în fig. 3.42. S-au măsurat pe baza variației de secțiune: turația ventilatorului pe stand, viteza aerului într-o secțiune de referință a difuzorului cu un anemometru cu tub Pitot - Prandtl, scăderea de presiune cu manometru diferențial și cuplul de antrenare cu standul dinamometric.

Datele au fost procesate, fiind calculate:

A. Debitul de aer al ventilatorului

$$Q_{air} = S \cdot v_{air} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.24)$$

cu S - secțiunea difuzorului unde a fost măsurată viteza medie a aerului $[\text{m}^2]$ și v_{air} - viteza medie a aerului $[\text{m/s}]$.

B. Puterea absorbită de ventilator de la motorul de curent continuu

$$P_{abs} = \frac{M \cdot n}{9550} \quad [\text{kW}] \quad (3.25)$$

cu M - cuplul necesar pentru antrenarea ventilatorului $[\text{N.m}]$ și n - turația ventilatorului $[\text{rpm}]$.

C. Puterea utilă (transmisă aerului de către ventilator)

$$P_u = \frac{Q_{air} \cdot \gamma \cdot h}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (3.26)$$

cu γ - greutatea specifică a fluidului $[\text{N/m}^3]$ și h - diferența de nivel la manometru.

D. Eficiența ventilatorului

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} \quad (3.27)$$

Datele au fost colectate din cinci secțiuni, la patru turații, generând caracteristica ventilatorului care reprezintă curbele de eficiență constantă, date în procente, în fig.3.53 .

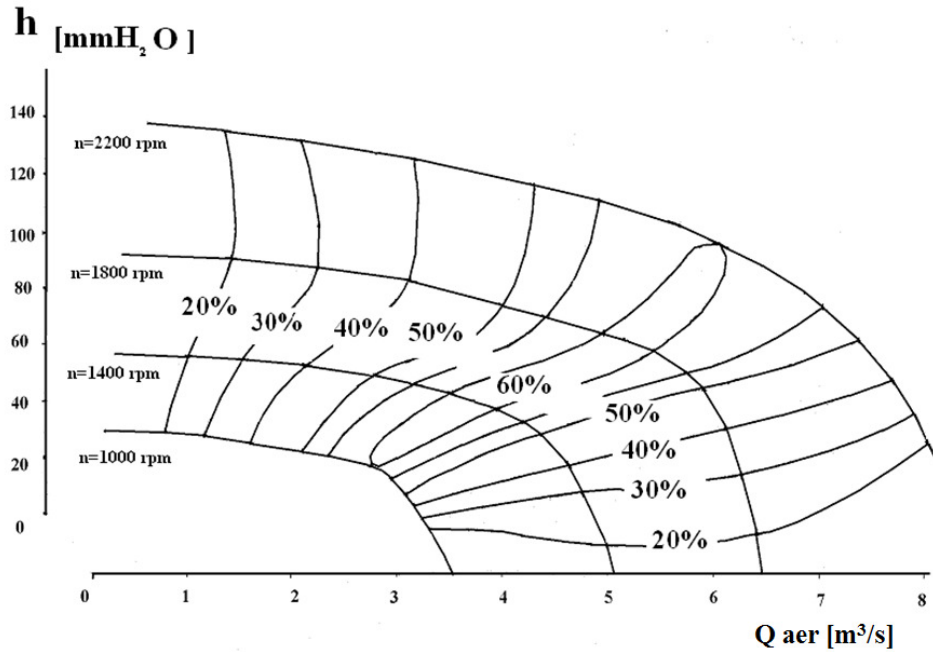


Fig.3.53. Curbele de eficiență pe caracteristica presiune-debit, la diferite turații
Fiind cunoscute aceste performanțe este necesar de aflat ce antrenare a ventilatorului este potrivită pentru sistemul de răcire al motorului 1035 L6 DT.

Motorul cu ventilatorul montat direct pe arborele cotit, împreună cu radiatorul de apă este fixat pe frâna dinamometrică de 300 kW.

Antrenarea hidrostatică a ventilatorului are o lege de transmitere proprie, adică o relație între viteza ventilatorului și temperatura aerului la ieșirea din radiator, dată de senzorul bimetalic, conform figurii 3.54.

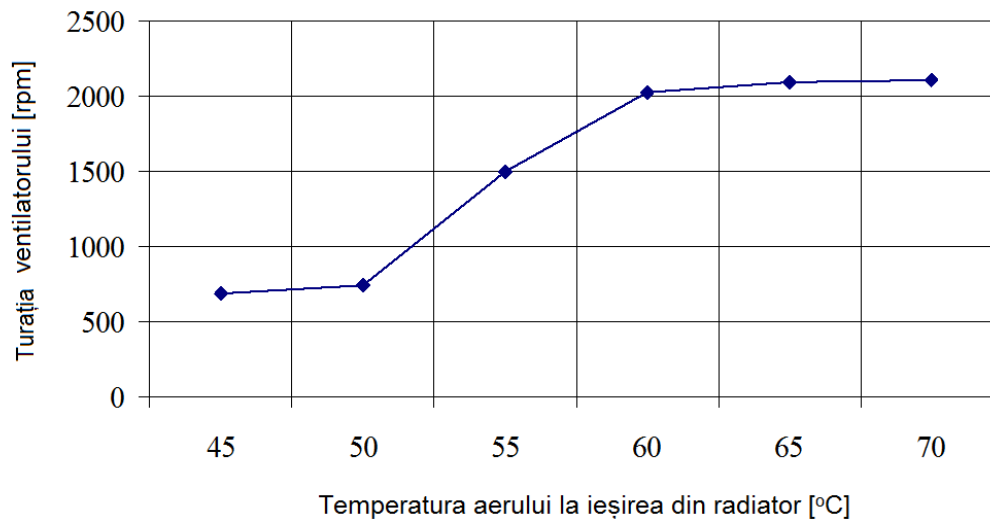


Fig. 3.54 Viteza ventilatorului funcție de temperatura aerului la ieșire din radiator

La regimurile de pornire, de încălzire și de funcționare pe timp rece, când temperaturile aerului la ieșirea din radiator sunt sub 50°C, turația ventilatorului este scăzută, 700 rpm în loc de 2200 rpm ca în cazul antrenării convenționale.

Diferența turațiilor conduce la economii importante de putere căci legea de similitudine a ventilatoarelor arată ca funcția de dependență dintre putere și turație este o exponențială la puterea a treia.

Atunci când motorul merge în gol la 700 rpm, la 31,6% din turația nominală atunci va consuma numai 3,7% din puterea consumată la turația nominală.

Acordarea dintre ventilator-motor-radiator poate fi verificată cu ajutorul constantei termice k , aceasta este diferența dintre temperatura lichidului de răcire la ieșirea din motor $T_{apa,e}$ și temperatura medie a aerului la intrarea în radiator, $T_{m,aer,i}$.

$$k = T_{apa,e} - T_{m,aer,i} \quad (3.28)$$

Motorul a fost testat la puterea nominală (233 HP) și turația nominală (2200 rpm) în trei variante: cu ventilator antrenat, cu ventilator cu antrenarea blocată și cu ventilatorul convențional din producția de serie (6 pale și diametrul exterior $\Phi 625$).

S-a verificat și bilanțul energetic pe partea de aer a radiatorului, rezultatele fiind concentrate în tabelul 3.17.

	Ventilator visco antrenat	Ventilator visco cu antrenarea blocată	Ventilator convențional
Debitul de aer [m ³ /s]	2,627	2,785	2,46
Temperatura aerului în fața radiatorului [°C]	20,3	20,4	22,3
Temperatura aerului la ieșirea din radiator [°C]	59,1	57,0	65,1
Debitul de căldură pe partea de aer [kcal/h]	99690	99730	95840
Debitul apei [m ³ /h]	10,176	10,176	10,480
Temperatura apei la intrare în radiator [°C]	82,6	80,4	87,9
Temperatura apei la ieșire din radiator [°C]	72,8	70,4	78,3
Debitul de căldură pe partea de apă [kcal/h]	101760	101760	100608
Constanta termică, k [°C]	62	60	65,6

Tabelul 3.17. Debite și temperaturi la regimul nominal

În concluzie, comparând ventilatorul visco cu cel convențional, debitul de aer este mai mare cu 7%, constanta termică este mai bună, fiind cu 3°C mai mică.

Economiile de combustibil nu pot fi cuantificate numai după aceste teste, dar calitativ pot fi prognozate ca fiind de cel puțin o treime din procentul variind între 6-10% care este ponderea puterii consumate de ventilator din puterea totală a motorului.

Lucrarea a fost finanțată de Ministerul Educației și Cercetării fiind comunicată in extenso sub titlul Improving D2156MTN8 diesel engine performance using a visco fluid fan clutch, la The 2nd International Conference Motor Vehicle & Transportation, Timișoara, 2012.

3.8 REDUCEREA PIERDERILOR PRIN FRECARĂ PRIN OPTIMIZAREA REGIMURILOR DE UNGERE

Identificarea surselor de pierderi prin frecare ca și aplicarea metodelor de reducere joacă un rol primordial asupra resurselor energetice primare, cum sunt combustibilii și lubrifianții. Reducerea pierderilor prin frecare este dificilă pentru că la nivelul motoarelor și autovehiculelor regimurile de funcționare sunt caracterizate de turații, sarcini și temperaturi variabile.

Activitățile potențiale pentru reducerea frecării în motoare sunt legate de compoziția și aditivarea lubrifianților și de regimurile de ungere, beneficiile estimate fiind reducerea consumurilor carburanților și lubrifianților și a emisiilor, reducerea costurilor de întreținere și creșterea fiabilității.

O direcție de cercetare care poate fi o sursă importantă de scădere a frecărilor este profilul tribologic al lubrifianților. În acest sens am studiat caracteristicile lubrifianților de motor, de transmisii mecanice, a aditivilor pentru lubrifianți împreună cu studenți masteranzi folosind ca echipamente tribometrul Falex, viscozimetrul rotațional și areometre, în laboratoarele Universității Transilvania. În rândurile ce urmează este prezentată o sinteză a lubrifianților studiați care sunt cuprinse în două studii.

Regimurile de ungere depind de grosimea filmului de ulei, fiind definite patru regimuri pe curba Stribeck, regimuri care impun condiții diferite uleiurilor: ungerea hidrodinamică (HL) este ungerea în care mișcarea relativă a suprafețelor alunecătoare păstrează un film continuu de fluid care separă suprafețele; ungerea elasto-hidrodinamică (EHL) este ungerea în care există un film separator de ulei, dar în care sunt importante deformarea elastică a suprafețelor și viscozitatea uleiului; ungerea în strat limită (BL) este ungerea în care suprafețele pot ajunge în contact și proprietățile chimice și fizice ale filmului de ulei sunt dominante și ungerea mixtă (ML) în care ungerea este caracterizată parțial de contactul direct cu asperitățile și parțial de celelalte tipuri de ungere EHL și BL.

În primul studiu au fost testate trei uleiuri de motor și trei de transmisie de la producătorii, notați pentru anonimizare M1, M2 și M3. Patru tipuri de ulei au fost achiziționate din comerț, iar două au fost uleiuri uzate colectate de la service. S-au măsurat densitățile și viscozitățile care sunt date în tabelul 3.18.

Tipul uleiului	Clasa SAE de viscozitate	Densitatea [kg/m ³]	Viscozitatea (20°C)[mm ² /s]	Starea
Motor	5W40M1	852	215,3	nou
Motor	5W40M2	850	207,6	nou
Motor	5W30M2	860	-*	uzat, 10 000 km
Transmisie	75W80M1	884	116,2	nou
Transmisie	75W80M1	888	-*	uzat, 30 000 km
Transmisie	80W90M3	899	463,3	nou

*viscozitatea nu s-a putut măsura cu metoda Gibson Jacobs din cauza opacității probei.

Tabelul 3.18 Caracteristicile uleiurilor

Densitatea s-a măsurat cu areometre, viscozitatea prin metoda Gibson Jacobs, la temperatura de 20°C. Viscozitatea cinematică ν a fost calculată cu ecuația:

$$\nu = \frac{d^2 g (\delta - \rho) F}{18 \nu \rho} \quad (3.29)$$

cu d - diametrul bilei [mm], g - accelerația gravitațională [m/s²], δ - densitatea sferei [g/cm³], ρ - densitatea uleiului [g/cm³], F - factor de corecție adimensional, ν - viteza sferei [mm/s].

Tribometrul este de tip Falex și este folosit pentru a evalua comportamentul uleiului în aplicații de contact metal pe metal, în teste standardizate de măsurare la presiune extremă, de verificare a proprietăților anti-uzură [95-97]. Echipamentul este descris în fig.3.55.



Fig.3.55 Mașina de testat Falex

Un ax se rotește cu turație constantă între două blocuri în V, totul fiind imersat într-o baie de 60 ml de ulei.

Există patru linii de contact între diametrul axului și blocurile în V atunci când se aplică o sarcină de strângere a blocurilor prin intermediul unei roți cu clichet și a unui braț excentric.

Sarcina aplicată P_d , exprimată în livre-forță sau Newtoni se descompune în forța normală F_n și în forța tangențială de frecare F_f .

Cum axul se rotește la turație constantă, apare un cuplu de frecare M_f , coeficientul de frecare poate fi calculat pe baza ecuațiilor de conservare a forțelor și momentelor, ca în fig.3.56.

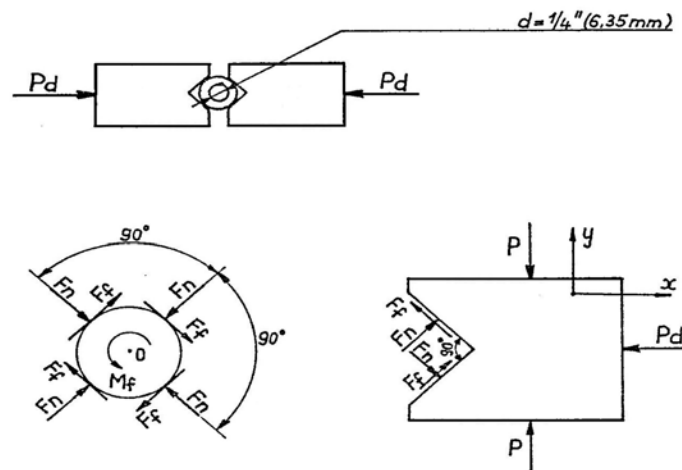


Fig. 3.56 Schema de calcul a coeficientului de frecare

Aplicând conservarea momentului asupra axului, rezultă ecuația:

$$\sum M_o = 0, \quad M_f - 4F_f \cdot \frac{d}{2} = 0 \quad \text{și} \quad F_f = \frac{M_f}{2d} \quad (3.30)$$

Aplicând conservarea forței pe direcția x asupra blocului în V rezultă ecuațiile:

$$\sum F_x = 0, \quad -P_d + 2F_n \cdot \cos 45^\circ = 0, \quad \text{și} \quad F_n = \frac{P_d}{2 \cos 45^\circ} \quad (3.31)$$

În final, coeficientul de frecare, μ , se calculează cu formula:

$$\mu = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\frac{M_f}{2d}}{\frac{P_d}{2 \cos 45^\circ}} = \frac{M_f \cdot 2 \cos 45^\circ}{2d \cdot P_d} = 2.9724 \frac{M_f}{P_d} \quad (3.32)$$

cu M_f exprimat în inch.lbf. și P_d în lbf, conform gradațiilor în unitați tolerate ale mașinii Falex.

Evaluarea proprietăților tribologice s-a făcut cu un program de solicitări crescătoare în trepte în timp conform fig.3.57, repetat de trei ori pentru fiecare ulei.

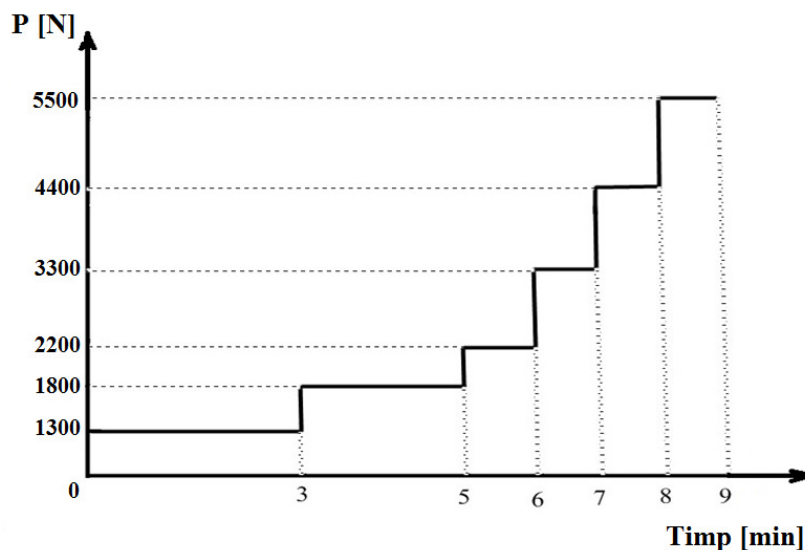


Fig. 3.57. Încărcarea tribometrului funcție de timp

Programul s-a încheiat cu determinarea sarcinii de gripare, aceasta fiind valoarea minimă a sarcinii la care apare un punct de sudare între componente. Atunci coeficientul de frecare și cuplul de frecare cresc brusc, iar piesele se distrug, cum se poate vedea în fig.3.58.

Interpretarea rezultatelor

Variația coeficienților de frecare funcție de sarcina aplicată pentru uleiurile de motor este ilustrată în figura 3.59. Punctele au generat un profil apropiat de o regresie polinomială de ordinul trei. Se observă diferența de comportare dintre uleiul nou și cel uzat, acesta din urmă a fost îmbătrânit de contaminanți, având coeficientul de frecare mărit la sarcini mari.

Valoarea sarcinii de gripaj a fost de 1500 lbf. la cuplul de 26 in.lbf. pentru toate cele trei uleiuri.



Fig. 3.58. Piesele tribometrului deteriorate

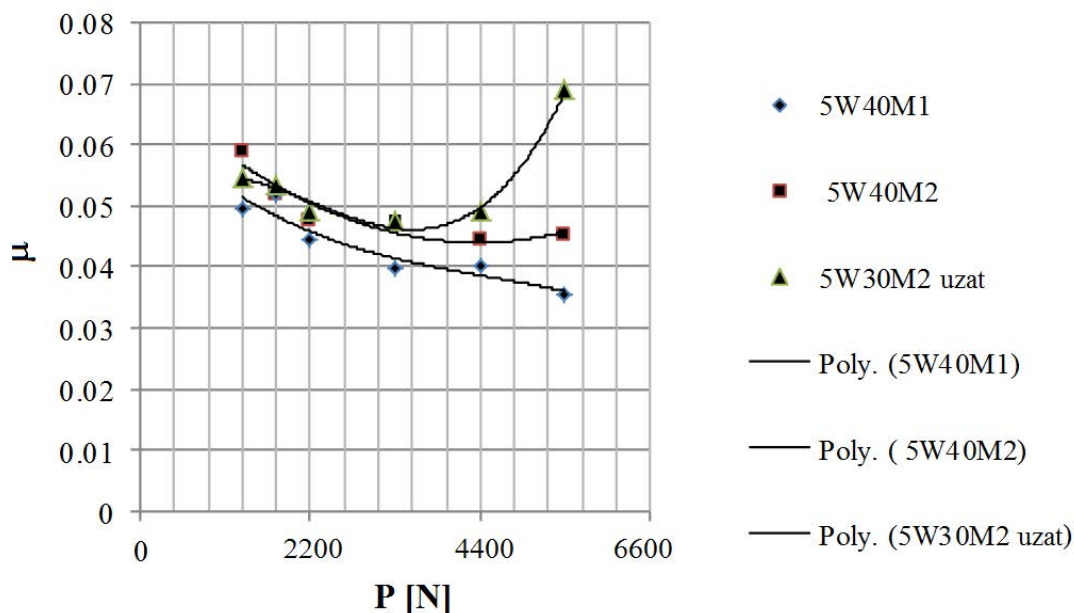


Fig.3.59 Coeficienții de frecare funcție de încărcarea tribometrului

Poziționarea regimului de ungere pe curba Stribeck

Regimurile de ungere a uleiurilor sunt pot fi studiate cu ajutorul curbei Stribeck; coordonatele sunt adimensionale [97,99] coeficientul de frecare μ și parametrul Stribeck S , definit astfel:

$$S = \frac{\eta \cdot v}{P_d} \quad (3.33)$$

cu η – viscozitatea dinamică a uleiului , v – viteza relativă a axului între blocuri , P_d – sarcina aplicată raportată la lungimea liniilor de contact dintre ax și blocuri.

Pentru uleiul 75W80M1 a fost calculată poziția punctelor măsurate pe curba Stribeck.

Viscozitatea dinamică s-a calculat din viscozitatea cinematică și densitate, la temperatura testului.

Turația tribometrului s-a transformat în viteză tangențială prin multiplicare cu raza axului, r .

În final parametrul Stribeck devine invers proporțional cu sarcina aplicată P_d iar corelația cu coeficientul de frecare este ilustrată în fig. 3.60.

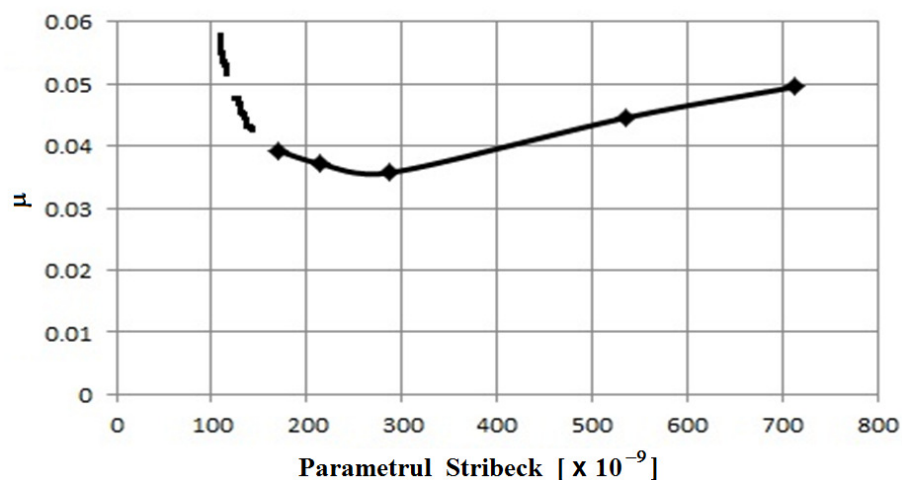


Fig.3.60. Curba Stribeck pentru uleiul testat

Curba indică variația coeficientului de frecare funcție de regimurile de ungere anterior menționate (BL, ML, EDL și HL).Partea întreruptă din stânga reprezintă regimurile de ungere de evitat (BL și ML) iar partea din dreapta reprezintă zona ungerilor de tip EDL și HL. Funcționarea în zona EDL este caracterizată de cel mai mic coeficient de frecare, de circa 0,035, ceea ce înseamnă că uleiul funcționează optim în zona parametrului Stribeck de $2-3 \cdot 10^{-7}$.

În cel de-al doilea studiu a fost completată cercetarea tribologică a uleiurilor de motor având altă clasă de vâscozitate precum și aceea a unor aditivi aftermarket, unul fiind aditiv de reducere a frecării, iar celălalt detergent–dispersant. Metoda, aparatura și programul de testare au fost similare cu cele din primul studiu.

Au fost testate șapte uleiuri comerciale de vâscozitate SAE, 10W40, notate pentru anonimizare M1...M7 cu caracteristicile din tabelul 3.19.

Tipul uleiului	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Vâscozitatea cinematică (40°C) [mm ² /s]	96,4	96,8	93,04	97	94	102,5	85
Densitatea [kg/m ³]	868	873,6	863	874	868	862	871

Tabelul 3.19. Proprietățile uleiurilor de motor

Aditivii au fost achiziționați din comerț fiind aditivi aftermarket, notați cu A1 și A2.

Aditivul A1 este detergent–dispersant dizolvând depunerile și lacurile, reziduurile fiind aduse în suspensie, concentrația recomandată fiind de 5% (v/v).

Aditivul A2 reduce frecarea, acționând asupra suprafețelor, făcându-le mai alunecoase prin depunerea unui strat subțire cu molecule lungi, polare care se fixează pe suprafețele metalice. Tratamentul este eficient mai ales în regimul de ungere BL în care suprafețele pot ajunge în contact; concentrația recomandată este de 5-10% (v/v).

Interpretarea rezultatelor

Comportarea tribologică a uleiurilor este reprezentată în fig.3.61, alura curbelor fiind foarte apropiată de regresia polinomială de ordinul trei. Coeficientul de frecare al uleiurilor a avut aceeași tendință, a descrescut cu creșterea sarcinii până la un punct de inflexiune, apoi a crescut cu sarcina, punctul de inflexiune reprezentând pe curba Stribeck echivalentă trecerea de la regimul ML la EHL.

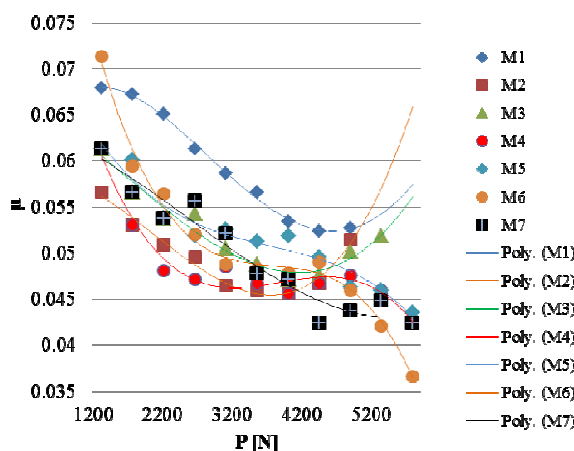


Fig. 3.61. Coeficientul de frecare funcție de încărcarea tribometrului pentru uleiurile neaditivate

O comportare bună au dovedit uleiurile M5 și M6 care au punctul de inflexiune poziționat la sarcini mari. În ceea ce privește coeficientul de frecare, cu excepția uleiului M1 relativ mari pe tot intervalul, valorile acestuia variază într-un interval destul de larg, 0.043-0.062.

Aditivul detergent-dispersant A1 are o mică reducere a coeficientului de frecare la toate cele șapte uleiuri testate. Dintre acestea s-a ales uleiul M6, fiind reprezentată în fig.3.62 comportarea neaditivată, cea aditivată cu 5% și cea cu 10%. Se poate observa că aditivarea cu 10% este mai nefavorabilă decât cea cu 5%.

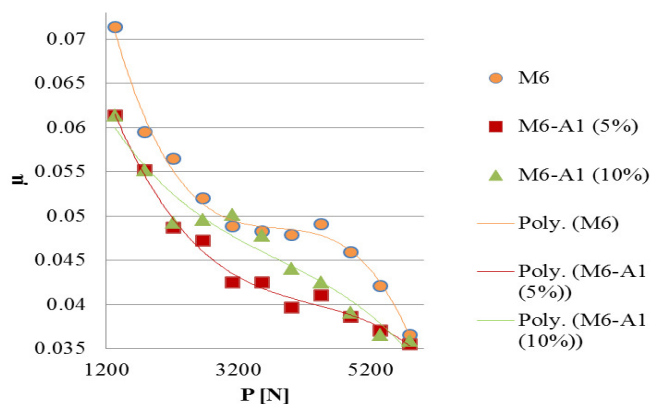


Fig. 3.62. Coeficientul de frecare funcție de încărcarea tribometrului și aditivare (A1)

Aditivul A2 reduce semnificativ coeficientul de frecare al tuturor celor șapte uleiuri, cu reducerea mai bună pentru concentrația de 5% decât pentru cea de 10%, cum este prezentat în fig.3.63 pentru uleiul M7.

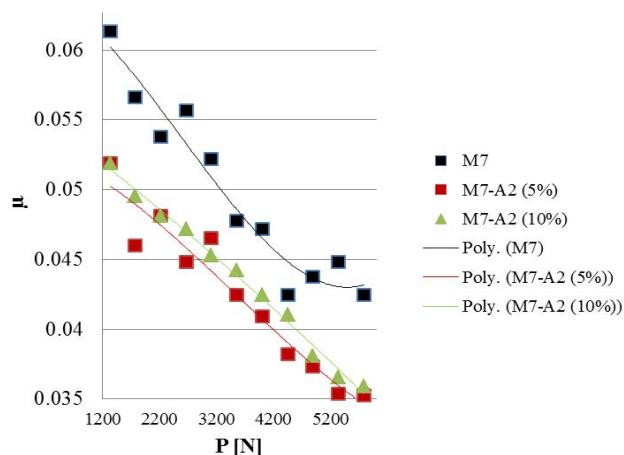


Fig. 3.63. Coeficientul de frecare funcție de încărcarea tribometrului și aditivare (A2)

Comparând reducerea coeficientului între cei doi aditivi la concentrația de 5% se constată că A2 este mai eficient decât A1. Acest lucru poate fi confirmat prin inspecția vizuală a uzurii pieselor din fig.3.64, cele din stânga cu urma de uzură mai mare aparțin testării aditivului A1, iar cele din dreapta aditivului A2.



Fig. 3.64. Axul și blocurile în V după test

În concluzie, coeficienții de frecare a diferitelor uleiuri de motor variază cu 0.01-0.02 la o sarcină dată indicând faptul ca dispersia este destul de mare și că se mai poate optimiza acordarea dintre motor și uleiul său recomandat; aditivarea cu A1 detergent-dispersant are ca efect colateral scăderea coeficientului de frecare cu 0.005 în medie; aditivarea cu A2 antifricțiune este eficientă reducând frecarea cu 0.008 în medie.

Rezultatele sunt cuprinse în trei teze de disertație și în două articole, primul intitulat Investigation of friction coefficients of additivated engine lubricants in Falex tester în Buletinul Științific al Universității Transilvania, seria Științe inginerești, vol.7 (56), nr.2, 2014, revistă indexată în baze de date internaționale (BDI), iar cel de-al doilea articol Measurement of coefficients of friction of automotive lubricants in pin and vee block test machine, în Proceedings of 5th Intl Conference "Computational Mechanics and Virtual Engineering", COMEC 2013.

CAPITOLUL 4

INTEGRAREA MOTORULUI DIESEL - STUDII DE CAZ

Motorul diesel este folosit preponderent la propulsia autovehiculelor grele (autocamioane, autobuze), având o cotă semnificativă și din producția autovehiculelor ușoare (autoturisme, autoutilitare, microbuze). El este caracterizat de o mare flexibilitate, dovedită de faptul că a putut fi adaptat cu ușurință pentru a acționa diverse aplicații industriale, maritime, feroviare, echipamente de construcții sau de generare a energiei electrice. Motoarele diesel care au fost studiate au fost integrate în grupurile de forță ale autovehiculelor românești.

De exemplu motorul 392-L4-DT a echipat autocamioanele Dac 7110F, Dac 7120.

Motorul 797-05 a echipat autocamioanele Roman (R8135 F, R12135 DF, R8130), autogunoiere, autoremorchere, mașini de săpat canale, autovehicule militare (Dac 12135), iar varianta 798-05 a echipat vehiculul militar Dac 10.150 FAE.

Motorul D2156MTN8 a propulsat autocamioane (R19256), autogunoiere (R18260), autocisterne (R24260), automacarale (R16230F), autospeciale de stins incendii (R19256), autovehicule militare (Dac 665).

Am adaptat aceste motoare pentru diferite funcționări auto, dar și pentru antrenarea generatoarelor electrice, am reproiectat și am făcut modificările constructive cerute de beneficiari pentru navalizarea motoarelor în vederea acționării unor motopompe de stins incendii, pentru mașini de săpat canale și pentru autobasculante care lucrează în condiții extreme de praf.

Câteva din cercetările aplicative la care am participat și care s-au finalizat prin produse comerciale sunt descrise în cele ce urmează.

4.1 GRUPURI GENERATOARE

Există câteva aspecte sensibile în ceea ce privește adaptarea unui motor diesel conceput pentru autovehicul la funcționarea ca generator electric: dimensionarea, cerința de supraputere, variații foarte stricte ale turației, necesitatea de răcire suplimentară, modificare injectiei, aspecte de fiabilitate legate în unele situații de cerința de funcționare continuă [100,101]. Unele generatoare sunt gândite ca soluții de urgență care trebuie să pornească și să acopere nevoile de electricitate ale unor aplicații critice (spitale, centrale de telecomunicații) și pot lucra doar câteva ore pe an, altele trebuie să lucreze continuu. Regimul de lucru al generatoarelor diesel este diferit de cel al motoarelor auto, generatoarele lucrează la turații și sarcini mici, fapt care impune modificarea legii și cantității de combustibil injectat în fiecare ciclu motor.

Studiul acest raportează cercetarea legată de adaptarea motorului diesel 798-05 pentru a funcționa ca generator electric, conform cerințelor beneficiarului, UME București. Aceste cerințe se referă la asigurarea puterii electrice de 65 kVA la turația constantă de 1500 rpm, cu puterea continuă de 60 kW, cu gradul de neuniformitate a turație $\delta=1/200$, într-o construcție de tip generator sau pompă. Principala schimbare impusă a fost scăderea turației nominale a motorului de la 2800 rpm la 1500 care implică schimbare momentului la care regulatorul pompei de injecție intră în funcțiune. Motorul ales are parametrii prezentați anterior în cap.3, tabelul 3.1.

Condițiile impuse asupra variației turației au fost foarte dificile:

- variația turației la sarcină constantă să fie max. 0.8% din turația nominală;
- variația permanentă a turației în procente de la turația nominală la turația de mers în gol și invers să fie max. 4.5% din turația nominală ;
- variația maximă instantanee de la turația nominală la la turația maximă de mers în gol să fie de max.15% din turația nominală .
- timpul de revenire al turației să fie de max. 10s.

Testarea motorului a presupus un rodaj preliminar de 60 de ore urmat de reglarea debitului de combustibil necesar de cererea de putere, de selecția celor mai potrivite soluții de turbosuflantă și răcitor intermediar, apoi de verificarea variabilității turației.

S-au măsurat parametrii motorului pe caracteristicile de turație la sarcină totală. Controlul avansului la injecție este esențial pentru minimizarea consumului de combustibil și a emisiilor, acesta fiind fixat la 26°RAC. Debitul de combustibil injectat la 1500rpm a fost reglat să corespundă debitului maxim al motorului de bază la turația de 2800 rpm.

Testul preliminar cu turbosufianta de serie H1S a indicat depășirea emisiei de fum și creșterea consumului de combustibil de aceea s-a recurs la o turbosufiantă cu by-pass HB1C, rezultatele fiind reprezentate în fig.4.1, ambele consumuri de combustibil, orar și specific, scăzând în varianta cu by-pass, fiindcă aceasta asigură debite de aer mai mari.

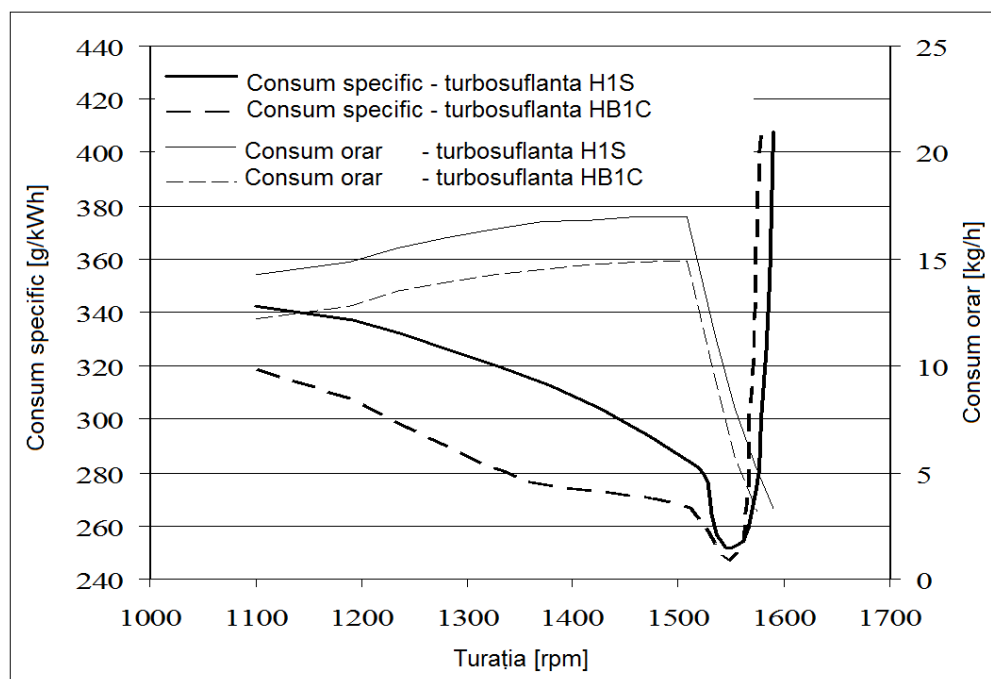


Fig.4.1 Performanțele de consum ale turbosufiantelor

Din cauză că nicio soluție nu asigură puterea cerută s-a trecut la aplicarea răcirii intermediare, care a adus creșterea de putere dorită, de circa 4 kW pe tot domeniul de turații, cum se observă în fig.4.2.

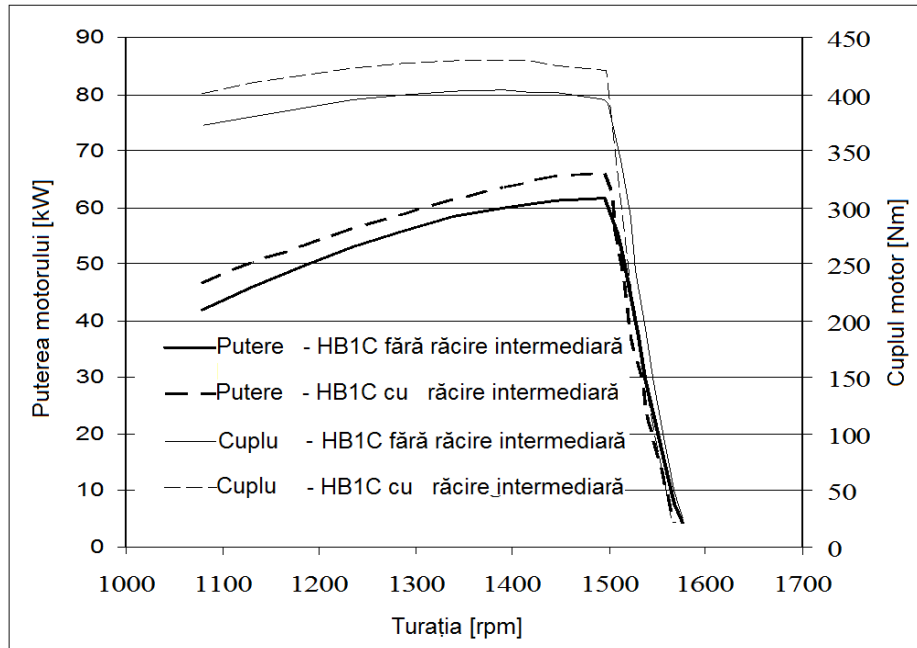


Fig.4.2. Performanțele de putere și cuplu

Răcirea intermediară asigură și o reducere semnificativă a consumurilor specifice de combustibil de circa 20 g/kWh, așa cum este evidențiat în fig.4.3.

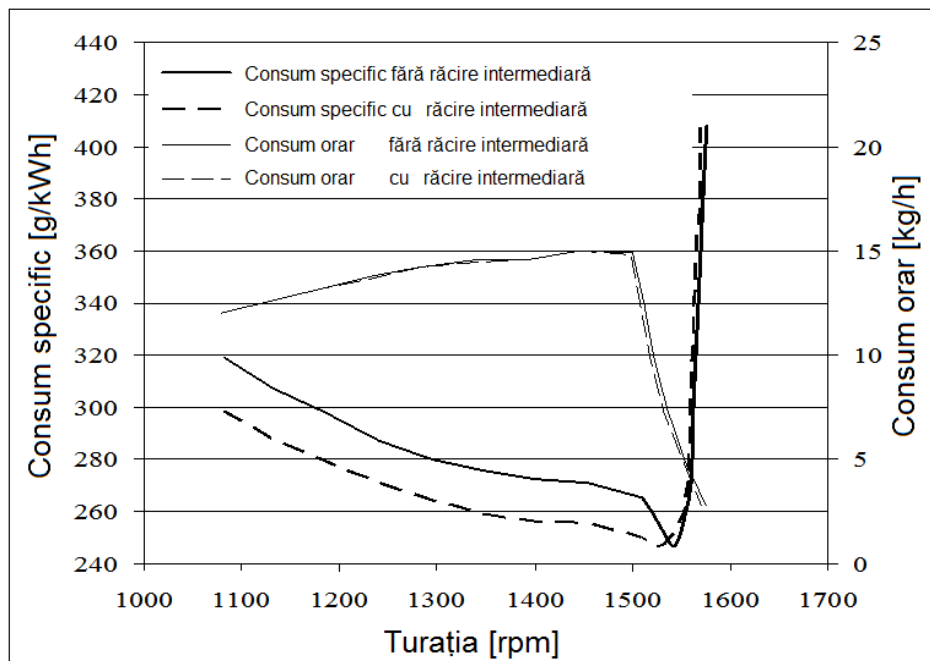


Fig.4.3. Economia de combustibil a soluției intercooling

Variabilitatea turației este cel mai important parametru al motorului diesel pregătit să lucreze ca generator fiindcă influențează decisiv calitatea frecvenței semnalului de tensiune alternativă produs.

Verificarea cerințelor anterioare asupra turației au condus la rezultatele ilustrate în fig.4.4, iar condițiile impuse sunt comentate după cum urmează:

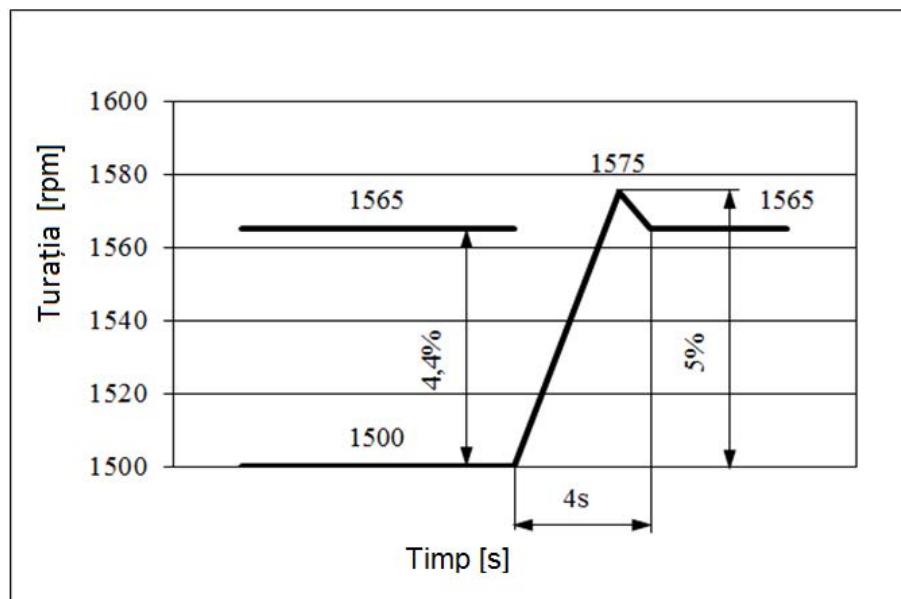


Fig.4.4 Limitele de variație a turației

- Variația turației la sarcină constantă să fie max. 0.8% din turația nominală –variația măsurată a fost de 9 rpm, reprezentând 0.6% din turația nominală.
- Variația permanentă a turației în procente de la turația nominală la turația de mers în gol și invers să fie max. 4.5% din turația nominală- variația permanentă măsurată a fost de 66 rpm reprezentând 4.4% din turația nominală.
- Variația maximă instantanee de la turația nominală la turația maximă de mers în gol să fie de max.15% din turația nominală-variația maximă instantanee a fost 75 rpm, adică numai 5% din turația nominală.
- Timpul de revenire al turației să fie de max. 10s.-timpul măsurat a fost de 4s.

Motorul a fost montat pe o platformă având fixate toate instalațiile necesare funcționării: suspensie, ventilație, răcire, admisie de aer cu filtrare, evacuare cu atenuator de zgomot, rezervor de combustibil și panou de comandă, cum se poate observa în fig.4.5, care este fotografia grupului la livrare către beneficiar.

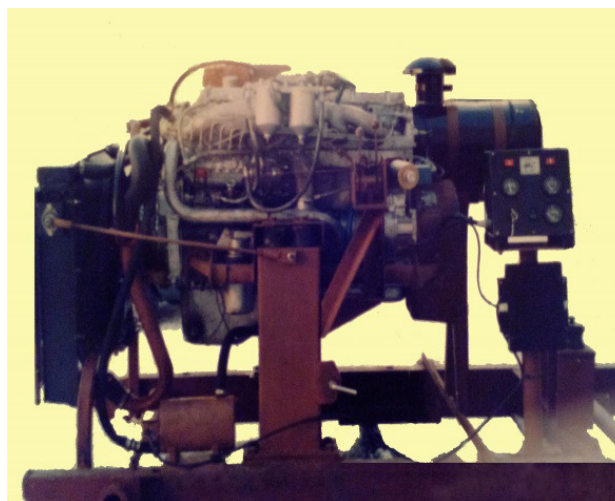


Fig.4.5. Grupul electrogen cu motor diesel montat pe platformă

În concluzie, schimbarea turbosuflantei cu cea cu by-pass și adăugarea răcirii intermediare au rezolvat problemele de performanță ale grupului, iar turația a fost foarte stabilă îndeplinind toate cerințe impuse de beneficiar.

Finanțarea cercetării a fost asigurată de Uzina de Mașini Electrice București, iar rezultatele au fost publicate în articolul Adapting vehicle diesel engine to power generation – conversion aspects, publicat în Buletinul Științific al Universității Transilvania, seria Științe inginerești, vol.7 (56), nr.1, 2014, revistă indexată în baze de date internaționale (BDI).

4.2. AUTOVEHICUL MULTIFUNCȚIONAL

Un exemplu mai deosebit de proiectare este cel al autovehiculului multifuncțional care a fost gândit să fie folosit la lucrări agricole, forestiere și comunale. Această cerință a apărut în urma interzicerii circulației atelajelor pe drumurile publice și care puneau în dificultate pe transportatorii rurali.

Vehiculul se încadra în categoria de vehicule ușoare, cu masa sub 3,5 tone, și viteza de 40 km/h putând fi condus de șoferii care aveau permis de conducere pentru tractor, pe drumuri de categorie inferioară.

Autovehiculul a fost proiectat în variantele basculantă și autotractor, cisternă, container pentru materiale granulate și pulberi, stropitoare, plug de dezăpezire, având și posibilitatea montării unei prize de putere pentru antrenarea altor echipamente [102].

Fiind o lucrare complexă a fost realizată în colectiv. Personal m-am ocupat de motor și de instalațiile anexe ale acestuia. Întrucât motorul necesita doar 22 kW nefiind în fabricație un motor așa de mic, am analizat oferta pieței și am făcut calculele preliminare de selecție. Am ales un motor diesel cu injecție directă și aspirație naturală a aerului, cu trei cilindri, produs de firma Perkins care acționa un ambreiaj mecanic de $\Phi 250$ diametru diafragmei și o cutie de viteze mecanică cu 5+1 trepte și priză de putere independentă care putea acționa echipamente agricole sau forestiere.

Figurile 4.6, 4.7 înfățișează autovehiculele prototip cu mecanism de basculare și ca autotractor, iar 4.8 desenul de ansamblu al autobasculantei.

Partea de proiectare a cuprins suspensia motorului, instalația de admisie a aerului, instalația de răcire, instalația de alimentare cu combustibil, instalația de evacuare a gazelor arse. În instalația de admisie a aerului a fost prevăzut un filtru de aer uscat, din hârtie, model Dacia 1300 care a fost montat transversal în spatele cabinei. Instalația de evacuare a fost montată pe partea stângă în continuarea motorului, iar atenuatorul de zgomot a fost prins elastic de șasiu cu amortizoare de cauciuc. Instalația de răcire este convențională cu lichid de răcire în sistem presurizat, cu reglarea temperaturii prin termostat, cu radiator, cu ventilator cu 6 pale de diametru exterior de $\varnothing 340$ mm și cameră de expansiune tip Dacia, plasată în spatele cabinei. Rezervorul metallic de combustibil are capacitatea de 70 litri, iar filtrarea motorinei se face cu un prefiltru și un filtru cu element de hârtie. Soluțiile de proiectare au fost simple, cu adaptarea altor componente din piața locală, dovedite ca fiind fiabile, care au condus la investiții reduse și la scurtarea perioadei de execuție a prototipului.



Fig.4.6. Prototipul autobasculantă 3.34 FAEK



Fig.4.7. Prototipul vehiculului 3.34 FAE

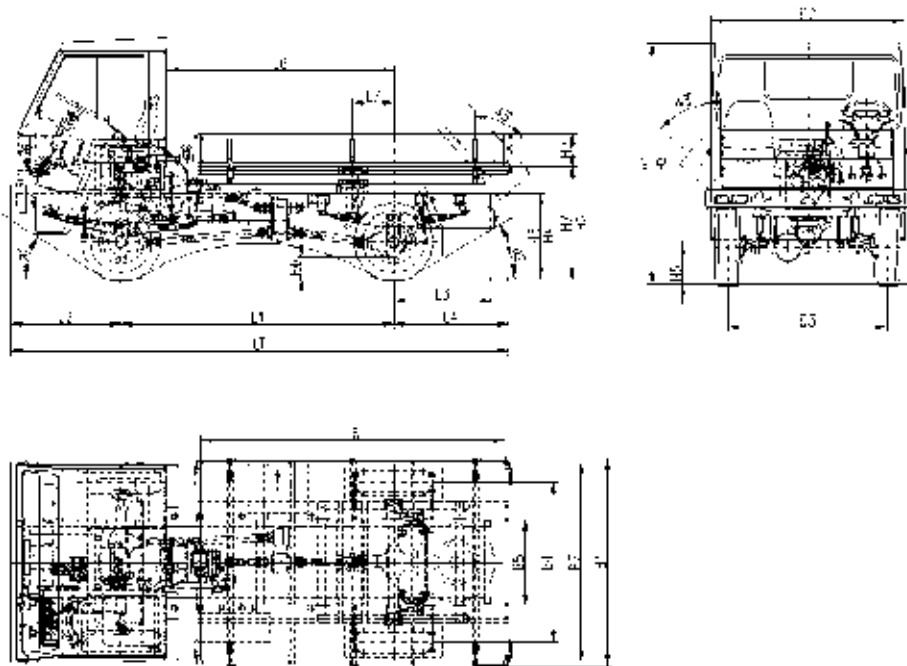


Fig.4.8 Desenul de ansamblu al variantei 3.34 FAE

Motorul Perkins are codul 403C-15, fiind destinat tractoarelor și aplicațiilor industriale, fiind ilustrat în fig.4.9.

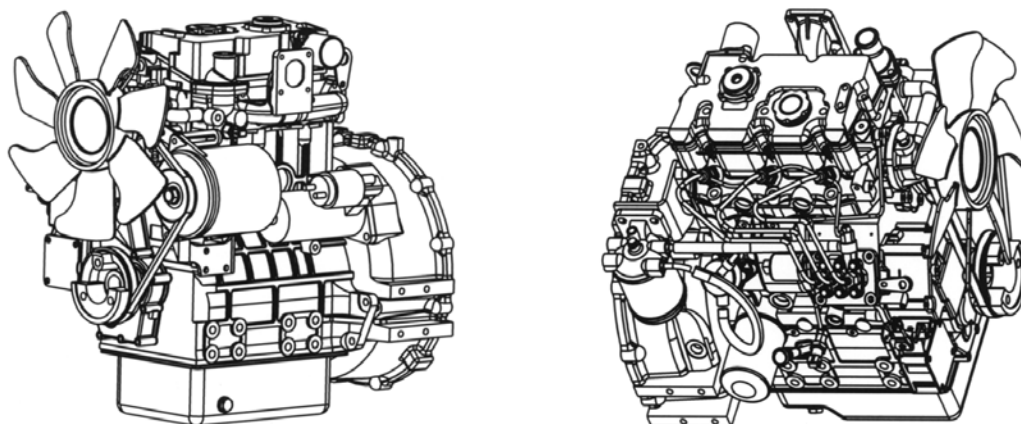


Fig.4.9.Motorul Perkins 403 C -15 [103]

Proiectul a fost licitat în cadrul programului de cercetare AGRAL al Ministerului Cercetării și a fost câștigat de INAR în parteneriat cu Subansamble Mecanice Sf. Gheorghe. Rezultatele cercetării au fost comunicate în articolul Multipurpose Vehicle for Agriculture, Forestry and Rural Works, “Automotive and Environment” International Congress 2-4 nov.2005, fiind indexat în baza de date www.fisita.com

4.3. ALTE PROIECTE TEHNICE COLATERALE

Sub acest titlu m-am gândit să descriu succint câteva lucrări de cercetare publicate care nu se încadrează în clasificarea din cuprins, dar care au contribuții la dezvoltarea sistemelor mecanice și pot însemna punctul de plecare al unor viitoare teme de doctorat.

1. Studiul amortizării cuplului de torsiune la cuplajele elastice

Lucrarea se ocupă de studiul caracteristicii de amortizare a cuplului transmis prin cuplaje considerând ca variabile elasticitatea și amortizarea. Este descris un model matematic atașat cuplajului elastic cu bușii și cu un disc nemetalic intermediar. Variația elasticității și a amortizării s-a făcut prin îndepărtarea de material de pe diferite diametre, observându-se că variația elasticității a fost parabolică. Testarea elasticității s-a făcut pe un stand Schenck, cu și fără cuplu de pretensionare, fiind determinată amortizarea vibrațiilor torsionale.

A fost publicată cu titlul Theoretical and experimental study of torque damping in non linear elasticity couplings, în Proceedings of the 13 th International Conference Modern Technologies, Quality and Innovation, Modtech Iasi &Chisinau, 2009, conferință indexată ISI.

2. Testarea unui sistem suplimentar de frânare a vehiculului

Lucrarea se bazează pe metoda de antrenare a motorului diesel pe stand pentru determinarea pierderilor mecanice și a fost folosită pentru a evalua capacitatea de frânare a vehiculelor grele folosind un mecanism special care poate comanda ca supapa de evacuare să aibă o deschidere permanentă de 0.3—0.7 mm în anumite regimuri de frânare.

A fost publicată cu titlul Test bench evaluation of heavy vehicle supplementary brake systems, în volumul conferinței CONAT 2010, indexat BDI, www.fisita.com

3. Determinarea experimentală a nivelului de zgomot al punții motoare pentru reducerea zgomotului exterior al autovehiculelor

Reducerea zgomotului vehiculelor impune respectarea unui nivel de zgomot sub 80 dB(A) pentru cele echipate cu motoare cu putere peste 150 kW. Studiul prezintă rezultatele obținute pe autocamionul AB 19.410 FLS, echipat cu motorul MAN de 410 CP. Măsurările preliminare ale nivelului de zgomot au demonstrat că puntea motoare PS13S reprezintă o sursă dominantă de zgomot, de aceea zgomotul acesteia a fost măsurat pe stand, fiind făcută analiza în frecvență. Ca urmare s-au aplicat câteva modificări constructive asupra angrenajului din treapta de reducere centrală, rezultatul fiind încadrarea în limite și obținerea omologării R.A.R.

A fost publicată cu titlul Experimental determination of the noise level at the driving axle in order to reduce the exterior noise of the Roman vehicles, în volumul conferinței CONAT 2004, indexat BDI, www.fisita.com

4. Reducerea poluării aerului prin separarea ceței de ulei din gazele de carter ale motoarelor diesel

Gazele de carter constituie o sursă importantă de poluare, conținând pe lângă emisiile poluante cunoscute din gazele arse și particule de ulei în suspensie, antrenate din baia de ulei. De aceea, sistemele de ventilație a carterului trebuie să conțină separatoare de ulei care să rețină uleiul antrenat, scăzând în acest fel consumul de ulei al motorului sau să asigure recircularea acestor gaze de carter în colectorul de admisie. Lucrarea analizează posibilitățile de separare și propune un sistem aplicabil pentru motoare diesel grele.

Rezultatele au fost publicate cu titlul Air Pollution Abatement through Blow-by Gas Oil Separation Applied to Diesel Engines, la Congresul „Automotive and Environment” CAR Pitești, 2005, indexat BDI, www.fisita.com

5. Comanda preîncălzirii catalizatorului motorului termic cu supercondensatoare

Pentru scăderea emisiilor poluante la pornirea la rece și în regimuri tranzitorii, catalizatorul trivalent al motorului cu aprindere prin scînteie este încălzit pentru o perioadă scurtă cu un sistem de supercondensatoare. Eficiența reducerii emisiilor pentru aceste regimuri este de 50-80% față de situația fără preîncălzire. Lucrarea are potențialul de a fi reluată pentru catalizatorii de oxidare ai motorului diesel.

Rezultatele au fost publicate cu titlul Control system for ICE supercapacitor preheating, la Conferința MACRO 2010.

(B-ii) PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI**Preambul**

Cariera mea profesională are la bază experiența acumulată în două perioade de activitate: perioada 1984-2004 în care am lucrat la Institutul de Cercetare pentru Autovehicule Rutiere INAR Brașov și perioada de după 2004, în care am devenit cadru didactic la Universitatea Transilvania din Brașov.

În perioada INAR am făcut parte din Colectivul de Proiectare și Testare al Motoarelor, trecând prin pozițiile de cercetător științific principal, apoi de cercetător științific principal, gradul III, II și I, iar în anul 1999 am devenit conducătoarea acestui colectiv. Timp de cinci ani am coordonat echipa de cercetare și am fundamentat strategia de obținere a fondurilor din competițiile organizate de Ministerul Cercetării, dar și din contracte cu companii din țară și străinătate.

Colectivul de cercetare a reușit să finalizeze proiecte, studii, buletine de testare, modele experimentale și prototipuri, iar resursa umană s-a specializat, cinci cercetători, printre care m-am numărat și eu, obținând titlul de doctor inginer.

Palmaresul perioadei INAR se poate cuantifica în 28 de contracte de cercetare finanțate de Ministerul Cercetării, 25 de contracte de cercetare finanțate de SC Roman, 6 contracte cu Registrul Auto Român, 2 cu Uzina de Masini Electrice București și câte un contract cu alte firme românești din care amintesc Șantierul Naval Giurgiu, Întreprinderea Tractorul Brașov, Promex Brăila, Meconst Constanța, Omnitec Brașov, Regia de Gospodărire Comunală Bacău; am încheiat 4 contracte de cercetare internaționale pentru studiul motoarelor VAMO, fabricate în Bulgaria sub licență Perkins și am avut colaborări cu Institutul de Cercetări în Transporturi INRETS Lyon, cu Agenția de Conservare a Energiei și Protecție a Mediului ADEME Paris, cu firma de cercetare a motoarelor AVL Graz.

Am atras și un număr de 9 granturi câștigate prin competiție: 2 granturi de tip CALIST, 1 grant RELANSIN, 1 grant AGRAL, 1 grant MEC, 2 granturi CNCISIS tip Tineri cercetători, 2 granturi de cercetare acordate de Asociația Balcanică de Protecție a Mediului (BENA).

Perioada după 2004 a început cu participarea la concursul pentru postul didactic de șef de lucrări la Catedra de Termodinamică Tehnică și Mecanica Fluidelor, post pe care l-am ocupat începând cu anul universitar 2004-2005, iar din anul 2007 am devenit conferențiar.

Din octombrie 2004 am susținut până în prezent cursuri, seminarii, lucrări de laborator și proiecte la disciplinele predate la Universitatea „Transilvania” și la Universitatea „Ovidius” din Constanța, în:

- programe de studii de licență, la disciplinele: *Termodinamică tehnică, Termodinamică termică și mașini termice, Proiectarea echipamentelor termice, Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru autovehicule, Fuels, Fuels and lubricants, Ceramics and plastics applied, Încercarea și omologarea autovehiculelor, Protecția mediului și economicitatea autovehiculelor;*

- programe de studii de Master, la disciplinele: *Dezvoltare durabilă, Modelarea, dispersia și transportul poluanților în medii fluide, Combustibilii viitorului, Controlul arderii și poluării, Proiectarea și planificarea rețelelor de transport urban, Sisteme de propulsie alternative;*
- programe postuniversitare și de formare continuă, la disciplinele - *Monitorizarea calității aerului, Bilanțuri energetice, Combustibili alternativi.*

Am activat în 6 granturi internaționale în calitate de director sau responsabil partener, cel mai important fiind proiectul FP7 finanțat de Comisia Europeană, "Performance Indicators for Health, Comfort and Safety of the Indoor Environment".

Am participat ca membru în echipă la două granturi naționale dintre care unul a fost de integrare a unei platforme de cercetare pentru autovehicule și transport rutier, finanțat de MECT-CNCSIS.

Palmaresul publicațiilor se ridică la 117 din care 10 articole ISI și 24 articole cuprinse în baze de date internaționale.

Am fost invitată ca expert la acțiunile COST 356 "EST - Towards the definition of a measurable environmentally sustainable transport" și COST 542 „High Performance Energy Storages for Mobile and Stationary Applications”, aceasta din urmă având ca urmare activitatea de investigare a supercondensatoarelor la pornirea motorului și la încălzirea catalizatorilor.

Am fost recenzent oficial la patru teze de doctorat din domeniul motoarelor termice.

Fac parte din Societatea Inginerilor de Automobile din România (SIAR) și din Societatea Română a Termotehnicienilor.

Contribuțiile științifice pe care le consider cele mai semnificative sunt cuprinse în teza de doctorat și în două monografii:

Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere a apărut la Editura Tehnică; această lucrare este citată în articole ISI și BDI, în teze de doctorat, fiind cuprinsă în bibliografia disciplinelor din câteva universități românești, fiind recunoscută și de Ministerul Educației și Cercetării care a inclus-o ca referință obligatorie pentru examenele de promovare a gradului didactic pentru profesorii din învățământul liceal din domeniul transporturilor.

Cartea *Automotive fuels* publicată la Editura MATRIXROM descrie principalele caracteristici ale combustibililor utilizați în domeniul auto, specificul utilizării pentru principalele tipuri de motoare precizând tendințele actuale de reformulare și substituție cu combustibili alternativi. Lucrarea conține o serie de exemple din activitatea de cercetare a autorilor (influența conținutului de sulf, aditivilor antifum și multifuncționali asupra emisiilor poluante, studiul curbei de distilare a amestecurilor alcool-benzină și esteri-motorină); cartea este citată în articole ISI și BDI și în teze de doctorat, fiind folosită ca suport de curs pentru disciplina Combustibili pe care o predau studenților, de la programul de studii în limba engleză *Automotive Engineering*.

Pe lângă suportul, în bună parte publicat, pentru curs, seminar și proiect, am pregătit o serie de standuri și lucrări de laborator la mai multe discipline, câteva au fost

modernizări ale unora mai vechi, existente la fosta Catedră de Termodinamică și Mecanica fluidelor, unele sunt noi, iar altele sunt încă lucru.

Câteva titluri sunt: *Bilanțul termic al motorului cu ardere internă, Determinarea coeficientului de exces de aer la motoarele cu aprindere prin comprimare, Determinarea coeficientului global de transfer de căldură al radiatorului motorului cu aprindere prin comprimare, Puterea calorică a combustibililor lichizi, Determinarea curbei de distilare la combustibilii petrolieri (benzina, motorina, biodiesel, alcoolii), Măsurarea emisiilor poluante vizibile la motoarele cu aprindere prin comprimare, Măsurarea densității, viscozității și tensiunii superficiale a combustibililor și uleiurilor, Determinarea rezistenței la presiune a uleiurilor minerale, Studiul efectelor termoelectrice Peltier-Seebeck, Termoviziunea în studiul motoarelor.*

În cei 11 ani de activitate didactică am îndrumat 33 de proiecte de finalizare a studiilor, din care 19 teze de disertație - una din ele în cotutelă cu INRETS Lyon, 2 proiecte de stagiu de practică pentru studenți din Universitatea Las Palmas (Spania) și Universitatea Belfort-Montbéliard (Franța), reușind să public articole științifice împreună cu 7 studenți din cei îndrumați.

DIRECȚII DE DEZVOLTARE A CARIEREI

Cercetarea științifică

Activitatea desfășurată anterior la INAR mi-a conturat principalele direcții de cercetare și subdomenii specifice:

- motoare cu ardere internă / motoare cu aprindere prin comprimare;
- poluarea mediului / poluarea aerului / poluarea produsă de transporturi;
- emisii poluante produse de motoarele cu ardere internă/metode de măsură/indici de toxicitate;
- metode de reducere a consumului de combustibil și de creștere a performanțelor motoarelor;
- metode active de reducere a poluanților / optimizarea sistemului de injecție - injecția modulată / recircularea gazelor arse;
- metode pasive de reducere a poluanților/sisteme catalitice de oxidare - catalizatori zeolitici / sisteme de reducere selectivă cu injecție de agent reducător;
- zgomotul vehiculelor / zgomotul global al motorului/metode de atenuare / materiale fonoabsorbante / componente silențioase - atenuatoare de zgomot;
- optimizarea curgerii prin canalizații de admisie și de evacuare din motor;
- componente auto / proiectare, execuție și testare ;
- regulamente europene antipoluare / standarde de produs ;
- echipamente de cercetare pentru domeniul motoarelor și a componentelor lor ;
- vehicule pentru utilizări speciale, cu prize de putere/vehicule hibride.

La aceste direcții, ca urmare a contactului cu disciplinele noi, cu infrastructura modernă de la facultate și de la noul institut de cercetare-dezvoltare al universității, s-au adăugat și alte direcții – în concordanță cu planurile strategice și operaționale instituționale, racordate la prioritățile naționale și europene:

- combustibili / factori de calitate și influența asupra emisiilor / aditivi/combustibili alternativi - alcoolii, uleiuri vegetale, esteri ai uleiurilor vegetale ;
- lubrifianți /proprietăți de curgere și caracteristici tribologice ;
- metode de recuperare a energiei din mașinile termice.

În prezent îmi continui activitatea de cercetare alături de colegi din mediul academic, de parteneri din industrie, cu ajutorul masteranzilor, dorind să dezvolt această activitate cu aportul doctoranzilor, pe o treaptă superioară de management al echipelor științifice în care să pot valorifica o serie de calități organizaționale dobândite în experiența de la INAR și Universitatea Transilvania. Câteva teme concrete de interes pe care doresc să le aprofundez în colectiv sunt:

- optimizarea constructivă și funcțională a componentelor mecanice integrate în structura motoarelor (pompe, filtre, ventilatoare, răcitoare, turbosuflante) ;
- recuperarea de energie din gazele de evacuare ale motoarelor sau turbinelor prin utilizarea generatoarelor termoelectrice - cu avantajul că am construit deja sistemul de achiziție de date și programele de instrumentați virtuală ;
- recuperarea de energie din gazele de evacuare ale motoarelor sau turbinelor energetice prin cogenerare; proiectarea unui grup de cogenerare prototip acționat de motor diesel destinat zonelor izolate (fără acces la rețeaua electrică);
- filtrarea în medii bifazice, cu aplicație asupra prefiltrelor de aer tip multi-ciclon ale motoarelor care operează pe autovehicule de construcții;
- studiul proprietăților (viscozitatea, densitatea, tensiunea superficială) amestecurilor bicomponente de combustibil (motorină-biodiesel), (benzină-etanol) și tricompente (motorină-biodiesel-etanol) pentru predicția caracteristicilor jetului de combustibil (diametrul mediu Sauter al picăturii, penetrația, unghiul de dispersie) în arderea în motorul diesel, având ca scop creșterea procentului de combustibili regenerabili admisibil în amestec cu cei petrolieri.
- studiul creșterii eficienței reducerii a emisiilor poluante ale motoarelor diesel prin pre-încălzirea electrică la pornire a catalizatorilor de oxidare cu supercondensatoare (sistemul de control electronic este deja proiectat în lucrarea referită la 4.3, punctul 5.)
- studiul de impact asupra mediului a transporturilor auto - indicatori corelați - potențial de încălzire globală, de epuizare a resurselor și de toxicitate;
- analiza uleiurilor vegetale ca substituenți ai motorinelor-crearea unei biblioteci de proprietăți pentru cât mai multe tipuri de uleiuri;
- studiul caracteristicilor tribologice ale lubrifianților și combustibililor.

Activitatea didactică

Intenționez să redactez o ediție revizuită și extinsă a monografiei *Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere* care să cuprindă o parte din cercetările prezentate în această teză de abilitare.

Pe termen scurt doresc să finalizez cursul și îndrumarul de laborator la disciplina Controlul arderii și poluării din programa noului Master "Simulare și testare în ingineria mecanică", ca și îndrumarul de laborator pentru disciplina Combustibili și lubrifianți.

Câteva lucruri pe care doresc să le schimb în modul în care lucrez cu studenții ar fi:

- îmbogățirea cursurilor existente cu mai multe aplicații numerice și cu mai multe scheme, imagini și secvențe multimedia, fiindcă am constatat că actualele generații sunt mai interesate de aplicații practice decât de teorie, iar ca mod de prezentare preferă imaginea în locul unui text descriptiv;
- am constatat că studenții învață mai bine când descoperă un lucru singuri, dacă îi orientezi bine, de aceea am aplicat metoda învățării prin proiecte și pe cea a învățării prin probleme (*Project- / Problem- Based Learning*) - doresc să extind aplicarea acestor metode la mai multe discipline și pentru aceasta trebuie să documentez etapele învățării și fazele designului instrucțional;
- să îi determin să își aleagă tema de licență sau de disertație din timp, să urmeze un calendar al etapelor, să se documenteze.

(B-iii) Bibliografie

1. Apostolescu, N. Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluante, Ed. Tehnică, București, 1998
2. Cruceanu M. Site moleculare zeolitice, Ed. Științifică și Enciclopedică, București, 1986.
3. Florea, D. ș.a., Zeolite catalyst for the purification of automotive exhaust gas, Proceedings of the Third International Congress on Catalysis and Automotive Pollution Control CapoC 3 Brussels 1994, p.687
4. Bruck, R. ș.a., Design Criteria for Metallic Substrates for Catalytical Converters. SAE Technical Paper 95 0789.
5. Wong, C.P., Performance of Diesel Oxidation Catalyst for a Light Duty Vehicle under Hong Kong Driving Conditions, WIT Press 2000, Urban Transport VI, ISBN 85312-823-6
6. Miller, R. K., Systems Design for Ceramic LFA Substrates for Diesel/Natural Gas Flow Through Catalysts, SAE Transactions, SAE Technical Paper 950150.
7. Iwamoto, M., Zeolites in Environmental Catalysis, Stud. Surf. Sci. Catal., 84, 1395 (1994).
8. Iwamoto, M., Catalytical Reduction of NO_x in Actual Diesel Engine Exhaust. SAE Transactions 1992, Technical Paper 920091.
9. Voss, K.E. ș.a., Catalytic Oxidation of Diesel Particulates with Base Metal Oxides, Proceedings of the Third International Congress on Catalysis and Automotive Pollution Control CapoC 3 Brussels 1994, p.497
10. Stein, H.J., ș.a., Performance of Oxidation Catalysts for Heavy Duty Diesel Engines, Proceedings of the Third International Congress on Catalysis and Automotive Pollution Control CapoC 3 Brussels 1994, p.517.
11. Negrea, V.D., Sandu, V., Combaterea Poluării Mediului în Transporturile Rutiere, Editura Tehnică 2000, Colecția ECOTERRA, ISBN 973-31-1455-3, 380gg pag.
12. Smedler, G., High Performance Diesel Catalysts for Europe beyond 1996, Johnson Matthey Presentation, 1996.
13. Forzatti, P. et al., Encyclopedia of Catalysis, 3rd edition, John Wiley & Sons, New York, 2010, p.27
14. *** Diesel engines – NO_x reducing agent AUS 32, ISO 22241
15. Baik, J. H. et al, Top. Catal., 30-31, 2004, p.37
16. Iwamoto, M., et al., Appl. Catal. 69, 1991, p. 15
17. *** Engine 392-L4-DTI with Euro Pollution Levels – Preliminary Performance Tests, INAR study no.34205
18. Kartenbuch, R., et al, Atmos. Environ., 35, 2001, p. 3385
19. *** Directive 1999/96/EC of the European Parliament (<http://eur-lex.europa.eu>), accessed 8.07.2013
20. Lee, S., et al, Int. J. Auto.Tech.- Kor., 13, no.3, 2012
21. Zhang, et al, Int. J. Auto. Tech.- Kor., 13, no. 5, 2012
22. Oliveira, M. L., et al., Appl. Catal.B-Environ. 88, 2009, p.420
23. Sandu V., Tratarea chimică și acustică a gazelor de evacuare emise de motoarele diesel, 1998, Teza doctorat, Universitatea Transilvania Brașov
24. Greeves G., Wang J., Origins of Diesel Particulate Mass Emission. SAE Transactions, Vol.90, pg.1161-1172, 1981.
25. Dodd A., Holubecki, Z., The Measurement of Diesel Exhaust Smoke. MIRA Report 1965 / 10.
26. Hardemberg, H., Albrecht H., Grenzen der Russmassenbestimmung aus optischen Transmissionsmessungen. MTZ 48 (1987) –2
27. Christian, R. et al, Eine neue Messmethodik der Bosch - Zahl mit erhohter Empfindlichkeit. MTZ 54 (1993)-1.
28. ****. Prescripții uniforme asupra omologării motoarelor cu aprindere prin compresie și a vehiculelor echipate cu motoare cu aprindere prin compresie în ceea ce privește emisiile de gaze poluante. Regulamentul CEE - ONU 49.02
29. Harvey, G. D. ,s.a. Effects of a Ceramic Particle Trap and Copper Fuel Additive on Heavy -Duty Diesel Emissions., SAE Technical Paper 942068
30. Cooper B., Diesel catalytic aftertreatment systems for U.S.A. Engine Technology International 1998, Annual review.
31. **** Ceramic textiles, Technical Notebook, Nextel 3M, 2004
32. ****: Experimental testing of particulate filters and additive regeneration, Test bulletin 130M/INAR

33. ****: Engine 392-L4-DT characteristics- Preliminary performance, INAR study,2003.
34. ****: Critical study on engine test cycles regarding durability, INAR study B18.1
35. Aistleitner K.,et al The Turbocharging and Exhaust Gas Recirculation Control for the New BMW V8 Direct-injection Diesel Engine, MTZ 9 /1999
36. Schmitt F.s.a.-The Potential of Different Exhaust Recirculation Systems , Autotechnology apr.2001
37. STAS 7347/1 –83 – Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere . Măsurarea cu diafragme și ajutate.
38. Leonăchescu, N.,s.a.-Probleme de termotehnică EDP București 1977
39. Chiru A., s.a.- Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
40. Chiru A., s.a.-Alternative fuel solutions for internal combustion engines, în The Automotive and the Environment, Cambridge Scholars Publishing, 2011, cap.12, p.143
41. Bejan C.,s.a. Adoptarea unei noi strategii în calculul și construcția motoarelor termice pornind de la teoria fiabilității, Contract 6.58 / 91 INAR - DICM Bejan C.
42. Maximov, T. Fenomene acustice în sistemele de evacuare ale autovehiculelor, Studiu INAR 1370/1986.
43. Bădărău, E., Grumăzescu, M., Bazele acusticii moderne, Ed. Academiei, 1961.
44. Wu, T. Control of Diesel Engine Exhaust Noise, SAE Technical Paper 890926.
45. Grunwald B. Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, București: Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
46. Sandu V. Tiposerie de tobe de evacuare pentru autovehicule, Studiu INAR 348/1993.
47. Blair G. , The theory of unsteady gas flow through engines ,Queens University Belfast, 1994.
48. Ver, I., Beranek L., Noise and vibration control engineering , Second edition, John Wiley and Sons, 2006.
49. Stanomir D., Teoria fizică a sistemelor electromecanice , Ed. Academiei, 1982.
50. Stanomir D.,Sisteme electroacustice.Câmpul, radiația și transducția, Ed. Tehnică, București,1984.
51. *** Regulation 51/ECE-ONU- Uniform Provisions Concerning the Approval of Motor Vehicles Having at Least Four Wheels with Regard to their Noise Emissions”. Draft supplement 3 to the 02 series of amendments. United Nations. TRANS/WP.29/654–16 February 1999
52. ***STAS 12880-90 "Motoare cu ardere internă cu piston. Metoda de măsurare a nivelurilor de zgomot.
53. *** ISO 3744:1994/ “Acoustics. Determinations of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane”. International Standards Organization,1994
54. *** Romanian Health Ministry Order 536/97 regarding Hygiene standards and recommendations regarding population life environment, published in Romanian Official Monitor, part I, no. 40 from 3rd of July, 1997.
55. Iosub I., Iosub S., Grigorie V, Meghea A. (2009), Noise pollution and health impact in urban Arges area, Environmental Engineering and Management Journal, 8 (4), 855-858
56. Barron R., (2002), Industrial Noise Control and Acoustics, CRC Press.
57. *** UFC (1995), Noise and Vibration Control. Technical Manual, Unified Facilities Criteria: Departments of the Army and Air Force, On line at: http://www.wbdg.org/ccb/DOD/UFC/ufc_3_450_01.pdf
58. *** ISO 9613/2:2006, Acoustics. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2: General method of calculation
59. *** SR EN ISO 3744:1997, Acoustics. Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane
60. Bies D., Hansen C., (2009), Engineering Noise Control. Theory and Practice, Taylor & Francis
61. Hua C., Duhamel D., (1994), Etude numerique des murs antibruit: Influence de la forme du mur, de son revetement et des proprietes du sol. Mecanique Industrielle et Materiaux, 47(4), 425–427
62. Osman A., (2003), Design charts for the selection of acoustical enclosures for diesel engine generator sets, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 217, 329-336
63. Bobescu Gh.,s.a-Tehnici speciale de limitare a consumului și de reducere a noxelor la autovehicule, Universitatea Transilvania,1989
64. Radu Gh. Al., Ispas N.- Calculul și construcția instalațiilor auxiliare ale autovehiculelor, Editura Universității Transilvania, Brașov, 1988
65. *** Cummins Engine Company -Recomandări de instalare a sistemului de evacuare,2002
66. Challen, B., Baranescu, R., (ed): Diesel Engine Reference Book, Oxford, Butterworth-Heinemann, 1999

67. *** STAS 6635-87: Motoare cu ardere internă pentru autovehicule. Reguli și metode de încercare pe banc.
68. *** ISO 1585:1992: Road Vehicles –Engine test code. Net power
69. *** Cercetare pentru dezvoltarea motorului 154CP/2500rpm , Studiul 33663, Institutul de Autovehicule Rutiere INAR Brașov.
70. <http://www.turbobygarrett.com>, Accessed: 06-09-2014
71. *** ECE-R 24.03 Uniform Provisions Concerning the Approval of the Compression Ignition Engines with Regard to the Visible Pollutant Emissions of the Engine.
72. *** Tiposerie de radiatoare pentru autovehicule , Studiul 33213, Institutul de Autovehicule Rutiere INAR Brașov.
73. *** Îmbunătățirea performanțelor funcționale și de fiabilitate ale motorului 798-05 , Studiul 33525, Institutul de Autovehicule Rutiere INAR Brașov.
74. Heywood J.B., Internal combustion engine fundamentals. Mc-Graw Hill, New York (1988)
75. Martyr A.J., Plint M.A., Engine testing: theory and practice. Butterworth Heinmann, London, (2007).
76. Abedin M.J., Masjuki H.H., Kalam M.A., Sanjid A., Ashrafur Rahman S.M., Masum B.M., Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels, Renew. Sust. Energ. Rev., 26, 20-33 (2013).
77. Ungureanu V.B., Băcanu G., Șova D., Sandu V., Costiuc L. Termodinamica. Aplicații practice. / Thermodynamics. Practical works. Editura Universității Transilvania, Brașov (2004).
78. <http://www.testequipmentdepot.com/fluke/pdf/ti20.pdf>
79. Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., Dewitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons, (2008)
80. Carabogdan I. G., Badea A., Brătianu C., Mușatescu V. Methods of analysis for thermo-energetic processes and systems, Technical Publishing House , Bucharest (1989)
81. Welty J., Wicks C.E., Wilson R.E., Rorrer G.L. Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer. John Wiley & Sons, 2008
82. Torok A., Stuban N. , Theoretical investigation into exhaust gas energetic utilisation, Transport, 25, 2010
83. Crane D., Potential thermoelectric applications in diesel vehicle, Proc. of the 9th Diesel Emission Reduction Conference, 2003, Rhode Island
84. Bell L., Cooling, heating, generating power and recovering waste heat with thermoelectric systems, Science, Vol. 321, 2008
85. Ibrahim, E. A. , Szybist J. P., Parks J. E., Enhancement of automotive exhaust heat recovery by thermoelectric devices, Journal of Automobile Engineering, Part D, Vol. 224, 2010
86. Love, N. , Szybist J., Sluder C., Effect of heat exchanger material and fouling on thermoelectric exhaust heat recovery, Applied Energy, 89, 2012
87. <http://www.hebeiltd.com.cn/peltier.datasheet/TEC1-12710.pdf>
88. <http://www.hytekautomation.com/Products/IUSBDAQ.html>
89. <http://www.hytekautomation.com/Products/IUSBDAQ.htm>
90. *** STAS 9815 / 1 – 91 Water radiators for piston internal combustion engines, Romanian standard
91. *** Viscous product sheet, BorgWarner, 2011
92. *** Less emissions, lower cost. Rexroth hydrostatic fan drives
93. *** Hydraulic fan drive systems. Design guidelines, Sauer Danfoss
94. *** Testing of Eaton visco drive, Test report 144M, Road Vehicle Institute, INAR, Brasov
95. *** ASTM D3233 – 93 (2009) , Standard test methods for measurement of extreme pressure properties of fluid lubricants (Falex Pin and Vee Block Methods).
96. *** ASTM D2670 – 95 (20109) , Standard test methods for measurement wear properties of fluid lubricants (Falex Pin and Vee Block Methods)
97. *** ASTM D5620 – 94 (2004) , Standard test methods for endurance (wear) life and load carrying capacity of solid film lubricants (Falex Pin and Vee Block Methods).
98. Brandao, J.A. et al., Comparative overview of five gear oils in mixed and boundary film lubrication, Tribology International, Vol.47, 2012, p. 50-61.
99. Maru , M. et al., Assessment of the lubricant behaviour of biodiesel fuels using Stribeck curves, Fuel Processing Technology, Vol.116, 2013, p. 130-134
100. *** ISO 3046/1: Reciprocating internal combustion engines- Performance-Part 1: Declaration of power, fuel and lubricating oil consumptions and test methods-Additional requirements for engines for general use
101. *** DIN 6271-3 Reciprocating internal combustion engines; performance; power tolerances.

- 102.*** Autovehicul multifuncțional pentru lucrări forestiere , agricole și comunale – Elaborarea documentației tehnice pentru proiectarea prototipului”- Studiul 34748/2004, Institutul de Autovehicule Rutiere INAR Brașov.
- 103.*** “Perkins Engine Specification Manual. Industrial series”, 2004.