



FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Investește în oameni

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Axa prioritară 1: Educația și formarea profesională în sprijinul creșterii economice și dezvoltării societății bazate pe cunoaștere

Domeniul major de intervenție 1.5: Programe doctorale și postdoctorale în sprijinul cercetării

Promovarea științei și calității în cercetare prin burse doctorale (PROSCIENCE)

POSDRU/187/1.5/S/155536



UNIVERSITATEA **POLITEHNICA** DIN BUCUREȘTI

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică

Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice

TEZĂ DE DOCTORAT

Recuperarea căldurii din gazele de evacuare ale unui motor diesel folosind ciclul Rankine organic

Diesel engine exhaust heat recovery using Organic Rankine Cycle

Autor: Ing. Mădălina Irina GHILVACS

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Tudor PRISECARU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. dr. ing. Mariana ȘTEFĂNESCU	de la	UP București
Conducător de doctorat	Prof. dr. ing. Tudor PRISECARU	de la	UP București
Referent	Prof. dr. ing. Bogdan HORBANIUC	de la	UTGA Iași
Referent	Prof. dr. ing. Mugur BĂLAN	de la	UT Cluj-Napoca
Referent	Prof. dr. ing. Dorin STANCIU	de la	UP București

BUCUREȘTI

2018

Cuprins

Lista de figuri	iv
Lista tabelelor	vii
Terminologie	viii
INTRODUCERE	
CAPITOLUL 1	
EVALUAREA CĂLDURII REZIDUALE A MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ	3
4.1. BILANȚUL ENERGETIC AL MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ.....	5
4.2. PREZENTAREA MOTORULUI UTILIZAT.....	7
4.3. REZULTATE EXPERIMENTALE.....	8
CAPITOLUL 2	
TEHNOLOGII PENTRU RECUPERAREA CALDURII REZIDUALE IN DOMENIUL AUTOVEHICULELOR RUTIERE	16
CAPITOLUL 3	
CICLUL RANKINE ORGANIC	19
3.1. AVANTAJELE ȘI DEZAVANTAJELE CICLULUI RANKINE ORGANIC	19
3.2. CONFIGURAȚII ORC PENTRU RECUPERAREA CALDURII REZIDUALE A MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ.....	20
3.3. EVALUAREA SELECTIVĂ A ÎNCERCĂRILOR DE RECUPERE A CĂLDURII REZIDUALE ÎN DOMENIUL AUTOVEHICULELOR RUTIERE FOLOSIND CICLUL RANKINE.....	22

CAPITOLUL 4

EVALUAREA PERFORMANȚEI DE RECUPERARE A CĂLDURII REZIDUALE DIN GAZELE DE EVACUARE ALE UNUI AUTOVEHICUL UTILIZÂND CICLUL RANKINE ORGANIC	25
4.1. MOTIVAȚIE.....	25
4.2. DESCRIEREA SISTEMULUI.....	25
4.2.1. Prezentarea motorului utilizat.....	26
4.2.2. Prezentarea ciclului Rankine organic.....	27
4.3. MODELAREA MATEMATICĂ PENTRU SISTEMUL ORC ÎN REGIM STAȚIONAR.....	30
4.3.1. Schema logică a programului.....	31
4.3.2. Fluide de lucru pentru ciclul Rankine organic.....	31
4.3.3. Procesele din sistemul ORC.....	32
4.3.4. Calculul de proiectare al schimbătoarelor de căldură.....	34
4.3.4.1. Ecuațiile de bilanț termic din schimbătoarele de căldură.....	34
4.3.4.2. Diferența medie logaritmă de temperatură.....	35
4.3.4.3. Coeficientului global de transfer de căldură.....	36
4.3.4.4. Suprafața totală de schimb de căldură.....	38
4.4. IMPLEMENTAREA ȘI VALIDAREA MODELULUI MATEMATIC.	39
4.5. REZULTATE.....	40
4.5.1. Alegerea celui mai bun fluid de lucru pentru sistemul ORC...	40
4.5.2. Alegerea schimbătoarelor de căldură.....	42
4.5.3. Rezultatele obținute pentru cazul considerat.....	46
4.5.4. Rezultatele obținute pentru întreg domeniul de funcționare al motorului	46

CAPITOLUL 5

PREZENTAREA STANDULUI EXPERIMENTAL AL SISTEMULUI FORMAT DIN CICLUL RANKINE ORGANIC - MOTOR CU ARDERE INTERNĂ	56
5.1 OBIECTIV.....	56
5.2 DESCRIERE STAND.....	56
5.2.1 Vaporizatorul.....	58
5.2.2 Condensatorul.....	59
5.2.3 Detentorul.....	60

5.2.4	Pompa	61
5.3	DESCRIEREA SISTEMULUI DE ACHIZIȚIE DATE.....	62
5.4	DESCRIEREA TABLOULUI DE FORȚĂ ȘI COMANDĂ.....	63
5.5	AVANTAJELE SISTEMULUI.....	66
5.6	CORELAREA FACILITĂȚILOR EXPERIMENTALE ALE STANDULUI CU MĂRIMILE DE INTRARE ALE MODELULUI MATEMATIC CE SIMULEAZĂ TEORETIC FUNCȚIONAREA SISTEMULUI ORC.....	66
 CAPITOLUL 6		
	MODELAREA MATEMATICĂ A EVAPORATORULUI SISTEMULUI ORC LA FUNCȚIONAREA ÎN REGIM TRANZITORIU	68
6.1.	EVALUAREA CĂLDURII REZIDUALE A UNUI AUTOVEHICUL RUTIER LA FUNCȚIONAREA ÎN REGIM TRANZITORIU.....	68
6.2.	PREZENTAREA CICLULUI RANKINE ORGANIC.....	71
6.3.	MODELAREA MATEMATICĂ PENTRU SISTEMUL ORC.....	72
6.3.1.	În regim staționar.....	72
6.3.2.	În regim tranzitoriu.....	72
6.3.2.1.	<i>Ecuatiile de bilant energetic</i>	74
6.3.2.2.	<i>Metoda Runge-Kutta de ordinul 4</i>	76
6.3.2.3.	<i>Proprietățile fluidelor de lucru</i>	79
6.4.	VALIDAREA MODELULUI	84
6.5.	REZULTATE.....	86
 CONCLUZII		
C1.	CONCLUZII GENERALE	89
C2.	CONTRIBUȚII ORIGINALE	92
C3.	PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ	92
Bibliografie		94
 ANEXE		
A1.	MODELAREA MATEMATICĂ ÎN REGIM STAȚIONAR	98
A2.	MODELAREA MATEMATICĂ PENTRU FUNCȚIONAREA ÎN REGIM TRANZITORIU	108
A3.	LISTA DE LUCRĂRI PUBLICATE	113

Rezumat

În ultimii ani, a existat o mare cantitate de căldură reziduală eliberată în mediul înconjurător, cum ar fi gazele de evacuare de la turbine și motoare cu ardere internă, căldura reziduală din instalațiile industriale, care conduc la poluarea mediului. În plus, există, de asemenea, resurse abundente de energie solară și geotermală. Aceste surse de căldură sunt clasificate ca energie termică la temperatură joasă. Prin urmare, din ce în ce mai multă atenție a fost acordată utilizării căldurii reziduale pentru potențialul său în reducerea consumului de combustibili fosili și atenuarea problemelor de mediu.

Deoarece ciclurile convenționale cu abur nu pot da o performanță mai bună pentru a recupera căldura reziduală, ciclul Rankine organic (ORC), este propus pentru recuperarea energiei termice la temperatură joasă. Există mai multe avantaje în utilizarea unui ORC pentru recuperarea căldurii reziduale, inclusiv utilizarea economică a resurselor energetice, sisteme mai mici și emisii reduse de CO, CO₂, NO_x și alți poluanți atmosferici. Principalul avantaj al ciclului ORC sunt performanțele sale superioare în recuperarea căldurii reziduale cu o temperatură scăzută.

Pe lângă ORC, cercetătorii au propus diferite cicluri termodinamice, cum ar fi ciclul Kalina, Stirling, Ericsson; pentru a converti căldura reziduală în energie electrică. Deși pentru aceeași cantitate de căldură cu ciclul Kalina se obține mai multă putere decât cu ciclul ORC, ciclul Rankine organic este mult mai puțin complex și necesită mai puțină întreținere.

Ciclul Rankine organic este o metodă eficientă și rentabilă de conversie a căldurii reziduale în energie mecanică și / sau electrică. Acesta oferă posibilitatea de a exploata căldura reziduală de joasă temperatură care altfel ar fi irosită. Această tehnologie poate juca un rol important în îmbunătățirea eficienței termice a motoarelor cu ardere internă.

Un motor termic transformă 30% din energia combustibilului în lucru mecanic util; restul de energie se pierde prin lichidul de răcire și gazele de eșapament. Această căldură reziduală ar putea fi recuperată cu scopul de a îmbunătăți eficiența termică a motorului și a reduce consumul de combustibil al vehiculului.

Această lucrare descrie performanța recuperării căldurii reziduale din gazele de evacuare ale unui autovehicul rutier folosind tehnologia ORC.

În capitolul 1 sunt analizate caracteristicile unui motor cu ardere internă ce echipează un autovehicul rutier. Pe baza temperaturii și a debitului masic de gaze de evacuare se determină căldura reziduală disponibilă în funcție de regimul de funcționare al motorului.

Pentru a proiecta un sistem cu eficiență ridicată pentru recuperarea căldurii reziduale a unui motor cu ardere internă, un studiu privind distribuția energiei atunci când motorul rulează este necesar. Când un motor rulează, cantitatea de energie și exergia din gazele de evacuare și sistemul de răcire diferă în mod semnificativ. Din această cauză, este foarte dificil de a proiecta un sistem care poate recupera căldura reziduală de la ambele surse de căldură

(gazele de evacuare și sistemul de răcire). Un motor cu 4 cilindri în linie este folosit pentru acest studiu. Principalele caracteristici tehnice ale motorului sunt prezentate în tabelul 1.

Atunci când un vehicul rulează, turația și sarcina motorului pot varia într-o gamă largă în funcție de cuplu motor și viteza vehiculului. Prin urmare, testul de performanță al motorului a fost efectuat într-un banc de testare, cu scopul de a determina parametrii termodinamici ai sistemului de evacuare și sistemului de răcire la diverse regimuri de funcționare ale motorului. Pentru măsurătorile noastre, turația minimă și maximă a motorului a fost stabilită la 1000 rot/min și respectiv, 4500 rot/min. Vitezele intermediare au fost selectate folosind un increment de 250 rot/min, pornind de la viteză minimă a motorului. Pentru fiecare punct de turație stabilit am variat sarcina motorului de la valoarea de 100% până la o valoare minimă stabilă pentru încercare. Valorile pentru cuplul motor, puterea motorului, turația motorului, debitul de aer admis, cantitatea de combustibil injectat, temperatura gazelor de evacuare, precum și temperatura lichidului de răcire la intrarea și ieșirea din motor au fost toate înregistrate pentru fiecare punct de sarcină și turație stabilit.

Tabelul 1.1. Definiția tehnică a motorului

Parametru	Specificație	Unitate de măsură
Tip motor	Diesel	[-]
Numărul de cilindri	4	[-]
Dispunerea cilindrilor	Linie	[-]
Alezajul	76	[mm]
Cursa pistonului	80.5	[mm]
Capacitatea cilindrică	1461	[cm ³]
Raportul de comprimare	15.7:1	[-]
Tipul de admisie al aerului	Supraalimentare + intercooler	[-]
Sistemul de injecție	Common rail	[-]
Presiunea maximă în pompă	1650	[bar]
Puterea maximă	80	[kW]
Turația de putere maximă	4000	[rpm]
Cuplul maxim	240	[Nm]
Turația de cuplu maxim	1750	[rpm]

Distribuția energiei eliberată prin arderea combustibilului în funcție de regimul de funcționare al motorului se determină folosind primul principiu al termodinamicii:

$$\dot{Q}_{cb} = P + \dot{Q}_r + \dot{Q}_g + \dot{Q}_{rest} \quad (1)$$

Unde: $\dot{Q}_{cb}$ este fluxul de energie termică obținut prin arderea combustibilului; P este energia termică transformată în energie mecanică efectivă; $\dot{Q}_r$ este fluxul termic cedat fluidului de răcire; $\dot{Q}_g$ este fluxul termic pierdut prin gazele evacuate din motor și $\dot{Q}_{rest}$ este fluxul termic pierdut pe alte căi (convecție, radiație, ardere incompletă).

Fluxul termic, dezvoltat prin arderea combustibilului în cilindrii motorului, se determină cu relația:

$$\dot{Q}_{cb} = \dot{m}_{cb} H_{icb} \quad (2)$$

Unde $\dot{m}_{cb}$ [kg/s] reprezintă debitul de combustibil și $H_{icb} = 4200$ [kJ/kg] este căldura inferioară a combustibilului. Valoarea căldurii inferioare a combustibilului este luată din literatura de specialitate [5,6].

Recuperarea căldurii din gazele de evacuare ale unui motor diesel folosind ciclul Rankine organic

Fluxul termic pierdut prin fluidul de răcire, la motoarele răcite cu lichid se determină astfel:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_w c_w (t_e - t_i) \quad (3)$$

În eq. (3) $\dot{m}_w [kg/s]$ este debitul apei de răcire; $c_w = 4.186 [kJ/kgK]$ este căldura specifică a apei; $t_e [^\circ C]$ și $t_i [^\circ C]$ reprezintă temperatura apei la intrarea, respectiv ieșirea din motor.

Fluxul termic pierdut prin gazele de evacuare, $\dot{Q}_g [kW]$, se determina astfel:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{eg} - \dot{Q}_{air} \quad (4)$$

Unde, $\dot{Q}_{eg} [kW]$ reprezintă fluxul de căldură total conținut în gazele de evacuare și $\dot{Q}_{air} [kW]$ reprezintă fluxul termic al încărcăturii proaspete.

Fluxul de căldură conținut în gazele de evacuare depinde atât de temperatura cât și de debitul masic al gazelor de evacuare:

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_g c_{pg} T_g \quad (5)$$

În eq. (5) $\dot{m}_g [kg/s]$ reprezintă debitul de gaze de evacuare; $c_{pg} [kJ/kgK]$ este căldura specifică a gazelor de evacuare la presiune constantă și $T_g [K]$ este temperatura gazelor de evacuare. Căldura specifică a gazelor de evacuare se poate lua din literatura de specialitate în concordanță cu datele experimentale [5].

Fluxul de căldură conținut de încărcătura proaspătă se poate determina:

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} c_{pair} T_{air} \quad (6)$$

Unde, $\dot{m}_{air} [kg/s]$ este debitul de aer $c_{pair} = 1.013 [kJ/kgK]$ este căldura specifică a aerului la presiune constantă și valoarea ei este dată în literatura de specialitate [7] și $T_{air} [K]$ este temperatura ambiantă măsurată.

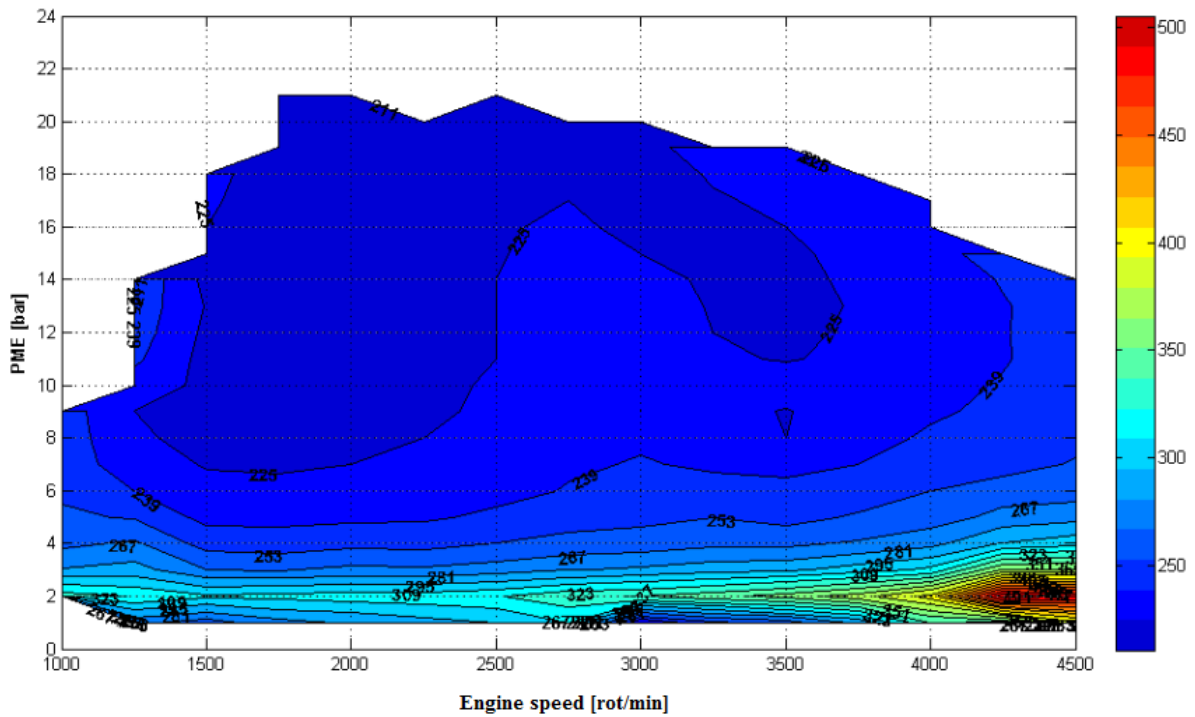


Fig. 1 Consumul specific de combustibil al motorului

O modalitate comună de a prezenta caracteristicile de performanță ale unui motor cu ardere internă pe toată plaja sa de funcționare este de a trasa grafic consumul specific de combustibil în funcție de presiunea medie efectivă (sau cuplul motor) și turația motorului. Diagrama de performanță a motorului, măsurată la bancul motor, este afișată în figura 1. Zona cu cel mai scăzut consum de combustibil (b.s.f.c) este cuprinsă între 1500 rot / min și 3000 rot / min și cea mai mică valoare pentru b.s.f.c este de 210 g / kWh.

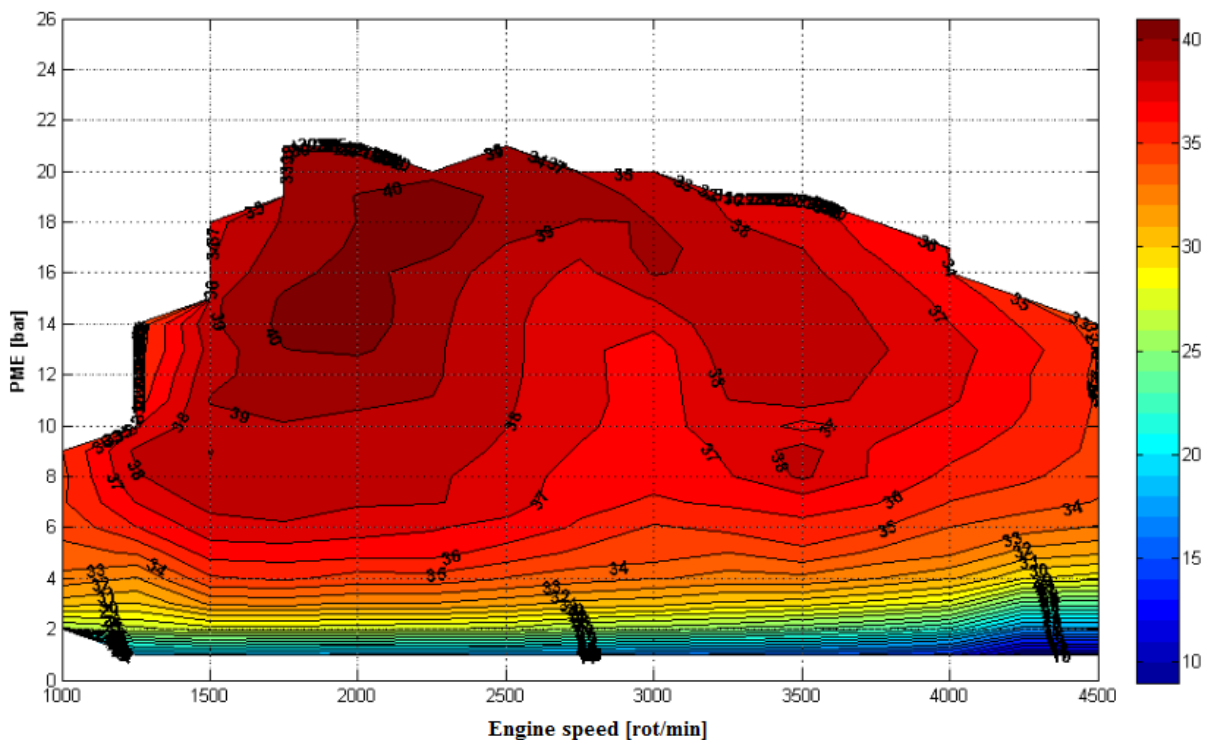


Fig. 2 Eficiența termică a motorului

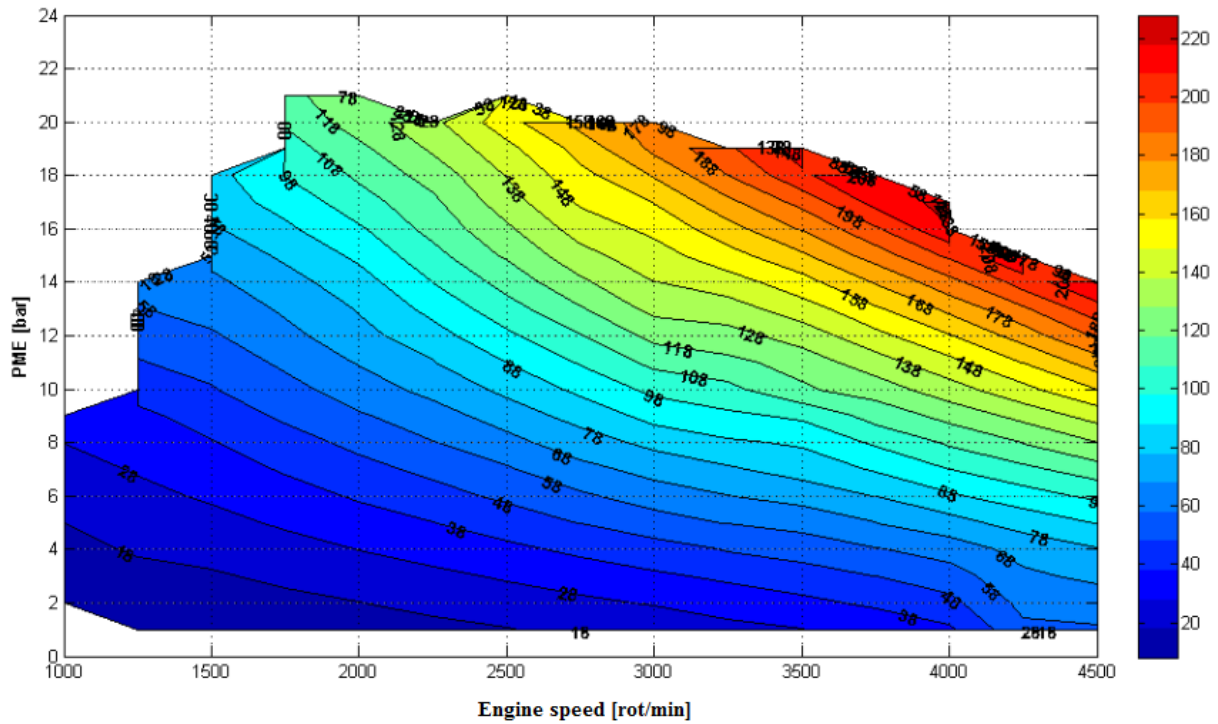


Fig. 3 Energia totală obținută prin arderea combustibilului

Eficiența termică efectivă este definită ca raportul dintre cuplul de ieșire la capătul volantului și energia obținută prin arderea combustibilului, iar rezultatele sunt prezentate în figura 2. Eficiența termică efectivă atinge un vârf de 40% în regiunea cu consumul specific de combustibil cel mai scăzut.

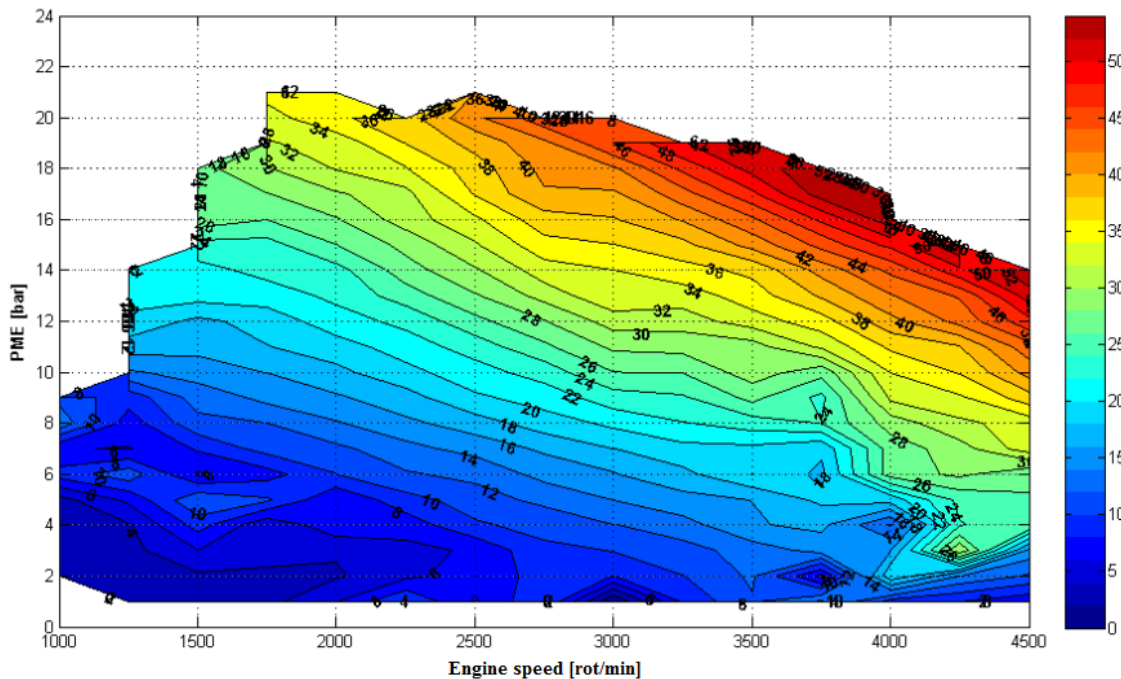


Fig. 4 Fluxul termic pierdut prin fluidul de răcire

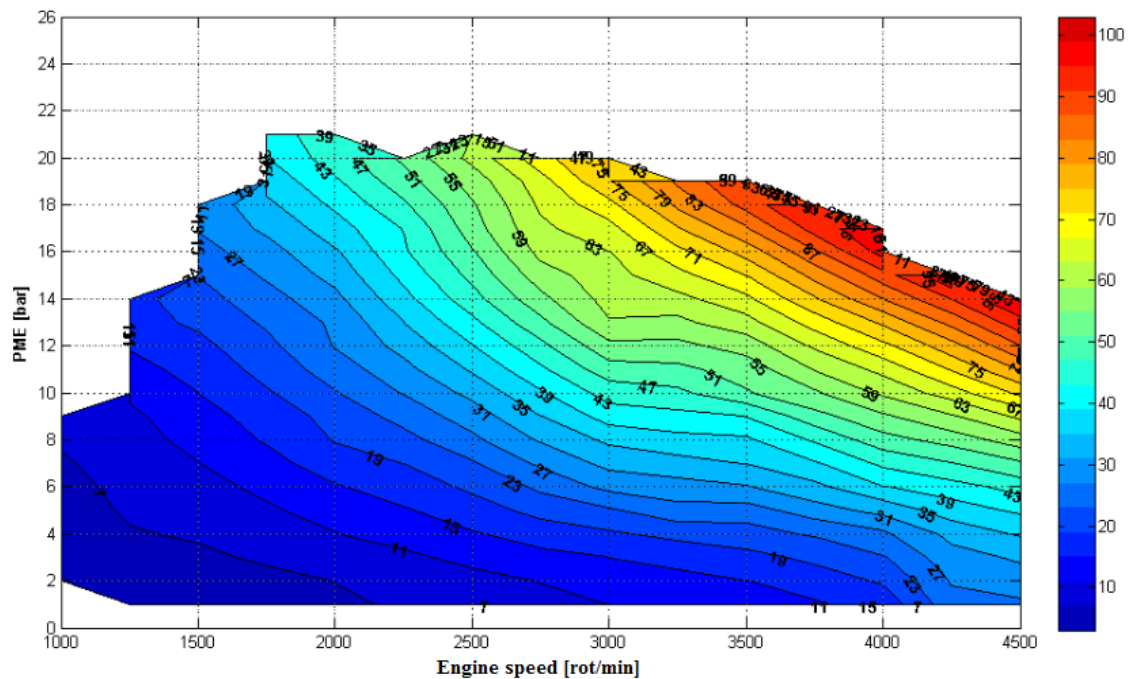


Fig. 5 Fluxul termic pierdut prin gazele evacuate din motor

Energia eliberată prin arderea combustibilului este prezentată în figura 3. Pe măsură ce crește turația și sarcina motorului, energia eliberată prin arderea combustibil crește și ea treptat. Acest fenomen este cauzat în primul rând de creșterea consumului de combustibil și a debitului de aer de admisie. Fluxul termic obținut prin arderea combustibilului crește aproape liniar cu puterea motorului, atingând valoarea de 220 kW la puterea nominală de funcționare. Rețineți că, cantitatea de căldură pierdută prin gazele de evacuare și agentul de răcire variază într-un mod similar. Variația căldurii reziduale din gazele de evacuare și sistemul de răcire pentru toată plaja de funcționare a motorului este prezentată în figurile 4 și 5.

Scopul celui de-al doilea capitol este de a compara diferite tehnologii de recuperare a căldurii reziduale destinate aplicațiilor auto. Energia reziduală din gazele de evacuare poate fi recuperată prin diferite mijloace. Este posibilă utilizarea ciclurilor termodinamice, cum ar fi ciclul Rankine și Stirling. Se poate folosi și o turbină similară cu cea a turbocompresorului auto (turbocompounding); ea poate fi cuplată cu un motor electric sau direct la arborele cotit al vehiculului. Generatoarele termoelectrice sunt o altă alternativă, în care căldura este transformată direct în energie electrică. Turbocompresorul și ciclul Rankine sunt tehnologiile cele mai viabile pentru recuperarea căldurii reziduale în domeniul autovehiculelor.

Cea de-a treia parte a acestei lucrări ne prezintă un scurt istoric al încercărilor de recuperare a căldurii reziduale din gazele de evacuare ale unui motor cu ardere internă, concentrându-se pe ciclul Rankine Organic, deoarece acest ciclu termodinamic funcționează bine cu energia termică de joasă temperatură. Selectarea arhitecturii sistemului ORC, a expanderului și a fluidului de lucru reprezintă obiectivul principal al acestui scurt istoric, deoarece acestea sunt considerate ca având cel mai mare impact asupra performanței sistemului.

Pentru fiecare aplicație considerată, cheltuielile suplimentare, dar și complexitatea asociată cu integrarea unui preîncălzitor pentru recuperarea căldurii reziduale a lichidului de răcire a motorului sau a unui recuperator, trebuie luate în considerare atunci când se dorește evaluarea eficienței totale a sistemului. Nici o configurație nu este optimă pentru fiecare sursă de căldură reziduală; prin urmare, o analiză termodinamică pentru sursa de căldură vizată trebuie efectuată mai întâi.

Revizuirea literaturii arată că selectarea fluidului de lucru și a turbinei are o influență semnificativă asupra eficienței sistemului de recuperare a căldurii reziduale. Majoritatea sistemelor ORC realizează cele mai ridicate eficiențe utilizând fluide de lucru isentropice cu temperatură critică ridicată. Cu toate acestea, mai sunt și alte condiții de care trebuie luate în considerare, cum ar fi presiunea de funcționare, dimensiunile componentelor, viteza de rotație a turbinei, raportul de expansiune și preocupările legate de mediu. De asemenea, spațiul disponibil la bordul vehiculului trebuie determinat înainte de proiectarea sistemului.

Rezultatele arată o îmbunătățire a economiei de combustibil în jurul valorii de 10% cu agenți frigorifici moderni.

Capitolul 4 descrie performanța recuperării căldurii reziduale din gazele de evacuare ale unui autovehicul rutier folosind tehnologia ORC. Proprietățile transferului de căldură sunt evaluate pentru întreg domeniul de funcționare al motorului pe baza datelor măsurate experimental. Ulterior, o modelare matematică a schimbătoarelor de căldură cu plăci este realizată pe baza condițiilor specifice de lucru ale sistemului ORC. Obiectivele principale ale acestui model sunt 1) determinarea fluidului de lucru adecvat pentru sistemul ORC și 2) calculul coeficientului global de transfer de căldură și a suprafeței necesare de schimb de căldură pentru schimbătoarele de căldură cu plăci (evaporator și condensator).

Sistemul ORC este un ciclu de putere pe bază de vapori folosit în numeroase aplicații pentru a genera energie electrică. Figura 6 prezintă o schemă a unui ORC simplu. Acesta este compus din patru componente principale: o pompă, un evaporator, o turbină / generator și un condensator.

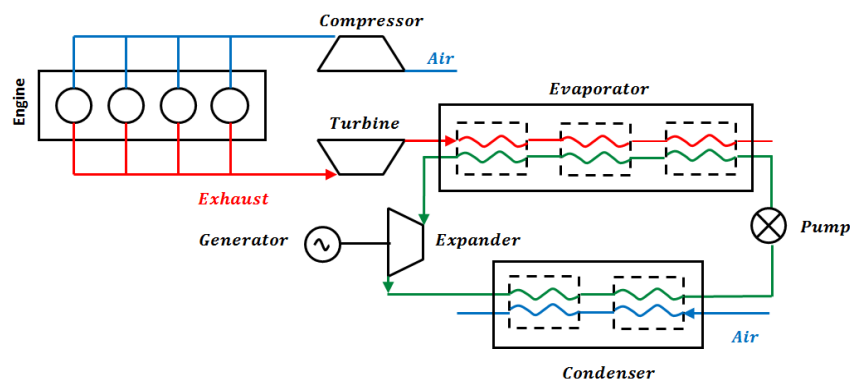


Fig. 6. Schema unui ORC pentru recuperarea căldurii din gazele de evacuare a motorului

Diagrama T-s asociată sistemului ORC este prezentată în figura 7. Ciclul termodinamic ideal include următoarele procese: o comprimare isentropică în pompă (1-2), un transfer termic isobar în evaporator (2-3), o destindere isentropică în turbină (3-4), și un tranfer de căldură isobar în condensator (4-5-1).

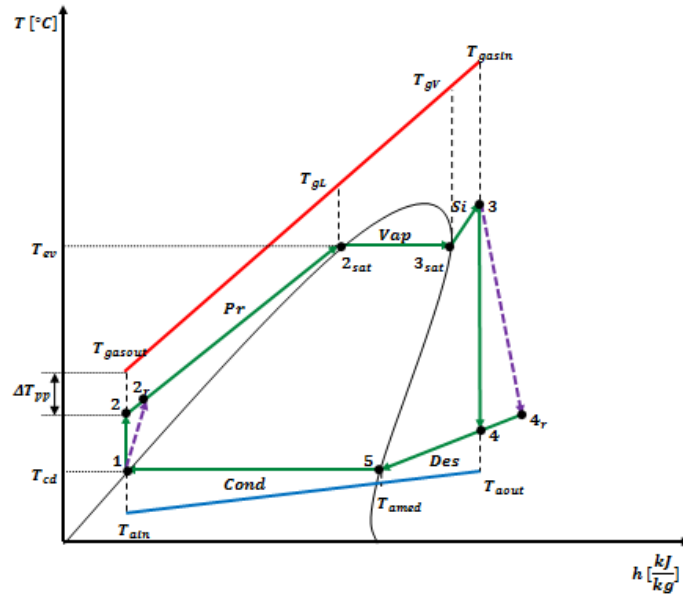


Fig. 7. Diagrama T-s asociată sistemului ORC

Performanța ciclului Rankine depinde de eficiența schimbătoarelor de căldură și de asemenea de selecția pompei și a turbinei. Abordarea utilizată în această lucrare pentru proiectarea evaporatorului se inspiră din lucrarea lui Vargas et al. [39], în care se presupune că evaporatorul este împărțit în trei sub-sisteme: un preîncălzitor, un vaporizator și un supraîncălzitor legate în serie, iar condensatorul este împărțit în două zone corespunzătoare stării de agregare a agentului frigorific, vapori și emulsie (două faze).

Înainte de a realiza modelul matematic al acestui sistem, pentru a simplifica analiza, unele ipoteze generale sunt aplicate după cum urmează:

- se presupune că sistemul ajunge la o stare de echilibru;
- pierderile de presiune și căldură în evaporator, condensator, turbină și pompă sunt considerate neglijabile;
- temperatura de condensare este de 45 °C;
- valoarea temperaturii gazelor de ardere la ieșire din evaporator să nu fie mai mică de 140 °C pentru a evita apariția fenomenelor de coroziune;
- randamentul isentropic al pompei este $\eta_p = 80\%$;
- randamentul isentropic al detentorului este $\eta_D = 70\%$;
- temperatura abiantă este 20 °C
- eficiența schimbătoarelor de căldură este de $\eta_{PHE}=98\%$;

După alegerea fluidului de lucru, debitul masic de agent frigorific și cantitatea de căldură transferată în fiecare zonă a schimbătoarelor de căldură se determină folosind ecuațiile de bilanț energetic. Ulterior, coeficienții globali de transfer de căldură sunt calculați pentru fiecare zonă cu ajutorul ecuațiilor termodinamice, alese în concordanță cu proprietățile termodinamice ale gazului de eșapament și ale fluidului de lucru. Apoi, suprafața de schimb de căldură necesară pentru fiecare zonă este determinată folosind metoda diferenței medii logaritmice de temperatură (LMTD).

Cantitatea totală de căldură tranferată în schimbătoarele de căldură cu placi se poate determina după cum urmează :

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_{ref} (h_{2sat} - h_2) = \dot{m}_{gas} C_{Ppr} (t_{gL} - t_{gasout}) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{ref} (h_{3sat} - h_{2sat}) = \dot{m}_{gas} C_{Pvap} (t_{gV} - t_{gL}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{sî} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_{3sat}) = \dot{m}_{gas} C_{Psî} (t_{ga sin} - t_{gL}) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_5) = \dot{m}_{aer} C_{Paer} (t_{aout} - t_{amed}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_5 - h_1) = \dot{m}_{aer} C_{Paer} (t_{amed} - t_{ain}) \quad (11)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură poate fi obținută din ecuația de bază a curgerii în contracurent astfel:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (12)$$

Procesul de transfer de căldură cu schimbare stării de agregare are în general trei etape, în care pentru calculul coeficientului de transfer de căldură se utilizează corelații diferite: fază lichidă, două faze și fază de vapori. Procesele de transfer termic pentru curgerea monofazică și curgerea bifazică sunt respectiv discutate mai jos.

Pentru curgerea monofazică relația Chisholm și Wanniarachchi este folosită pentru a calcula numărul Nusselt atât pentru fluidul cald cât și pentru fluidul rece, acesta depinde de numărul Reynolds, de numărul Prandl și de unghiul chevron al plăcii [11]:

$$Nu = 0.724 \left(\frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3} \quad (13)$$

Pentru curgerea bifazică (condensare sau vaporizare), proprietățile fluidului, cum ar fi densitatea, căldura specifică, vâscozitatea și conductivitate termică suferă variații dramatice cu variația calității fluidului de lucru organic. Din aceste considerente procesul de transfer de căldură în regiunea bifazică este împărțit în secțiuni relativ mici, cu variații mici a proprietăților fluidului de lucru, astfel încât acestea pot fi considerate constante.

Pentru procesul de condensare și vaporizare, în regiunea bifazică, numărul Nusselt este calculat folosind corelația Yan și Lin.

$$Nu_{R(i)} = 1.926 Pr_l^{1/3} Bo_{eq(i)}^{0.3} Re^{0.5} \left[1 - x_i + x_i \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (14)$$

$$Nu_{C(i)} = 4.118 Re_{eq(i)}^{0.4} Pr_l^{1/3} \quad (15)$$

Un model matematic a fost creat pentru a evalua performanța evaporatorului și condensatorului sistemului ORC în programul Engineering Equation Solver (EES).

Primul pas în procedura de proiectare a unui sistem ORC este selectarea fluidului de lucru. Alegerea unui fluid de lucru adecvat pentru a obține eficiența termică și exergetică maximă în diferite condiții de funcționare a fost efectuată printr-o selecție preliminară. În plus, atunci când se selectează un fluid de lucru, trebuie luate în considerare: compatibilitatea materialelor, inflamabilitatea, toxicitatea, potențialul de încălzire globală (GWP), potențialul de distrugere a stratului de ozon (ODP), dar și alte proprietăți. Bazat pe aceste considerente

cinci fluide de lucru au fost alese pentru studiul nostru, principalele caracteristici ale fluidelor selectate sunt prezentate în tabelul 2.

Figurile de mai jos prezintă performanțele fluidelor de lucru investigate pentru sistemul ORC pe baza următoarelor criterii: eficiența termică, puterea netă, raportul dintre suprafața totală a schimbătoarelor de căldură și puterea netă a sistemului ORC.

Tabelul 2 – Caracteristicile fluidelor de lucru

Nr. Crt.	Denumire fluid	Tip fluid	t_{cr} [°C]	p_{cr} [bar]	ODP	GWP ₁₀₀	Caracteristici de siguranță
1	R245fa	Isentropic	154	36.4	0	1030	A1
2	SES36	Uscat	177.5	28.49	0	3126	A1
3	R123	Isentropic	184	36.6	0.06	93	B1
4	R600a	Uscat	152	37.96	0	3	A3
5	R141b	Isentropic	204.2	40.6	0.11	630	A2

Comparând cea mai mare valoare a eficienței termice obținută cu fiecare fluid de lucru, R141b prezintă cea mai mare eficiență termică de 15.25% la o presiune de vaporizare de 3.5 MPa urmat de R123 (14.75%, 3.66 MPa) > SES36 (13.53%, 2.85 MPa) > R245fa (12.22%, 3.64 MPa) > R600a (10.53%, 3.62MPa).

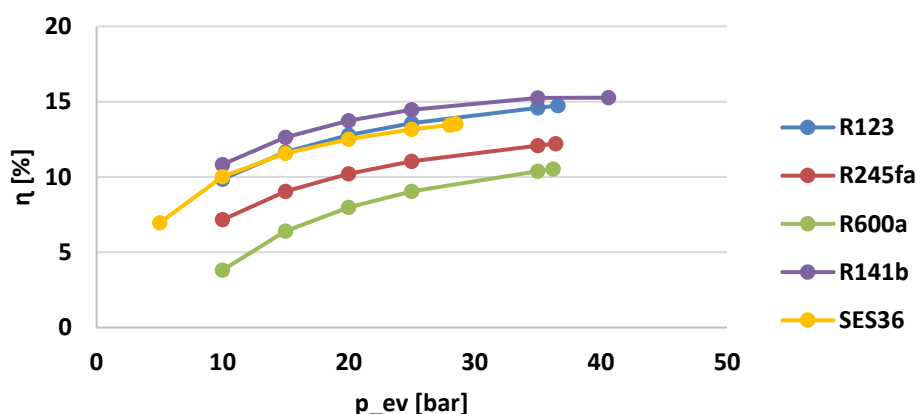


Fig. 8 - Variația eficienței termice a sistemului ORC

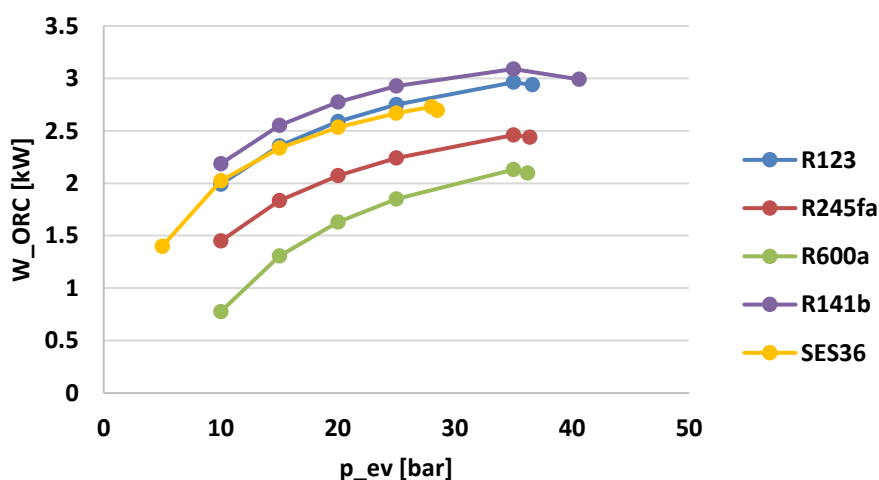


Fig. 9 - Variația puterii nete a sistemului ORC

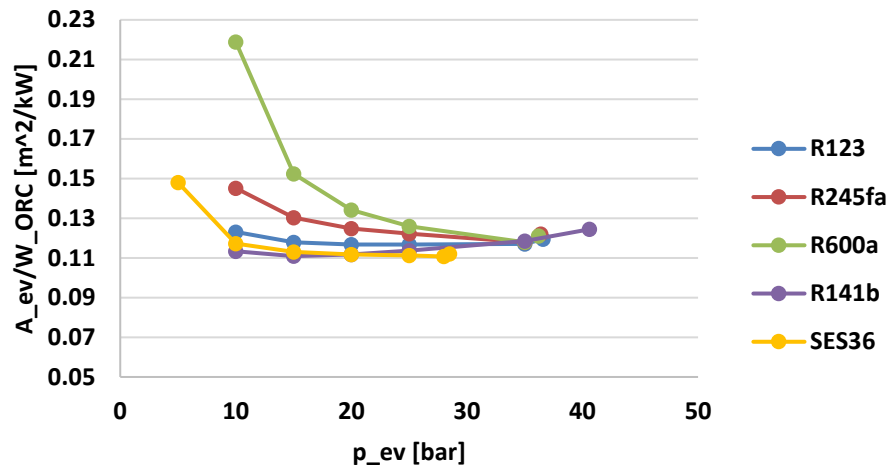


Fig. 10 - Variația raportului dintre suprafața totală de transfer de căldură a evaporatorului și puterea netă a sistemului ORC cu presiunea de vaporizare

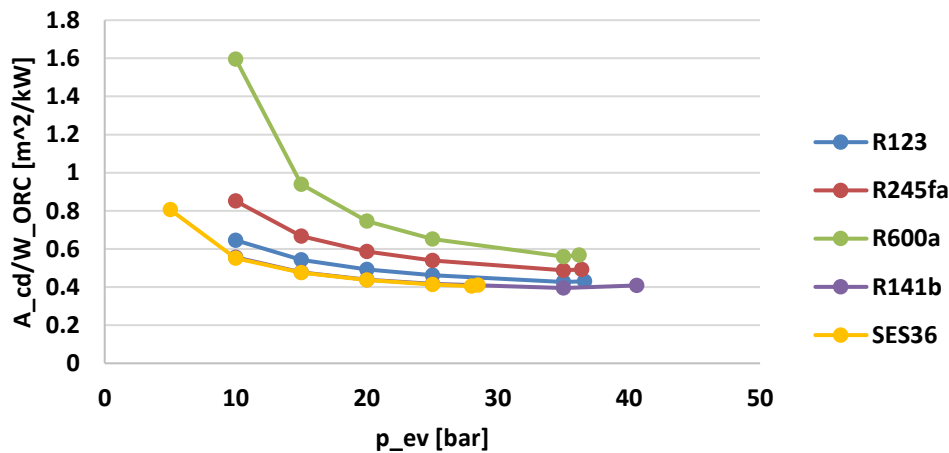


Fig. 11 - Variația raportului dintre suprafața totală de transfer de căldură a condensatorului și puterea netă a sistemului ORC cu presiunea de vaporizare

Cum putem vedea din figura 9, puterea netă a sistemului ORC crește linear cu presiunea de vaporizare. Tendința de creștere a puterii pentru diferite fluide de lucru este evidentă la presiuni de evaporare scăzute și devine constantă în apropierea presiunii critice. Dintre toate fluidele de lucru considerate, R141b prezintă cea mai mare valoare a puterii nete de 3.089 kW la o presiune de vaporizare de 3.5 MPa.

Se remarcă faptul că o valoare mai mică a raportului dintre suprafață de schimb de căldură și puterea netă a sistemului, exprimă faptul că pentru a obține aceeași putere de ieșire o suprafață de schimb de căldură mai mică este necesară, ceea ce indică o performanță mai bună a transferului de căldură și reducerea investiției [9]. După cum putem vedea din figurile 10 și 11, SES36 și R141b realizează cele mai scăzute valori.

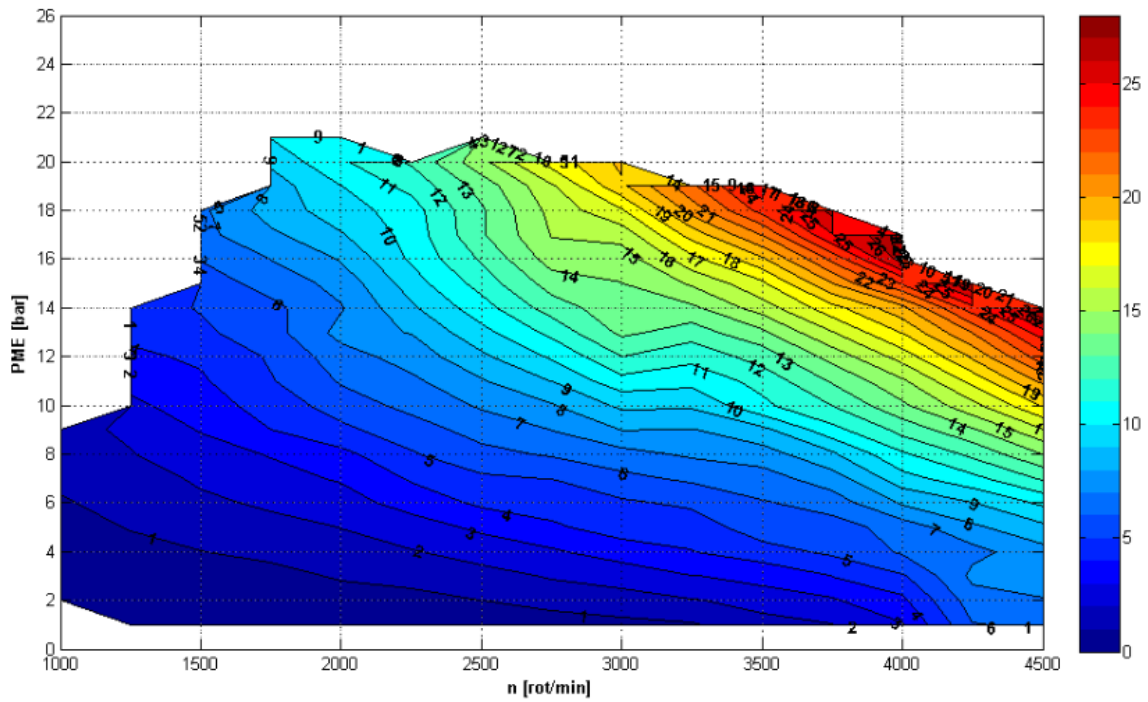


Fig. 12 Q_{pr}

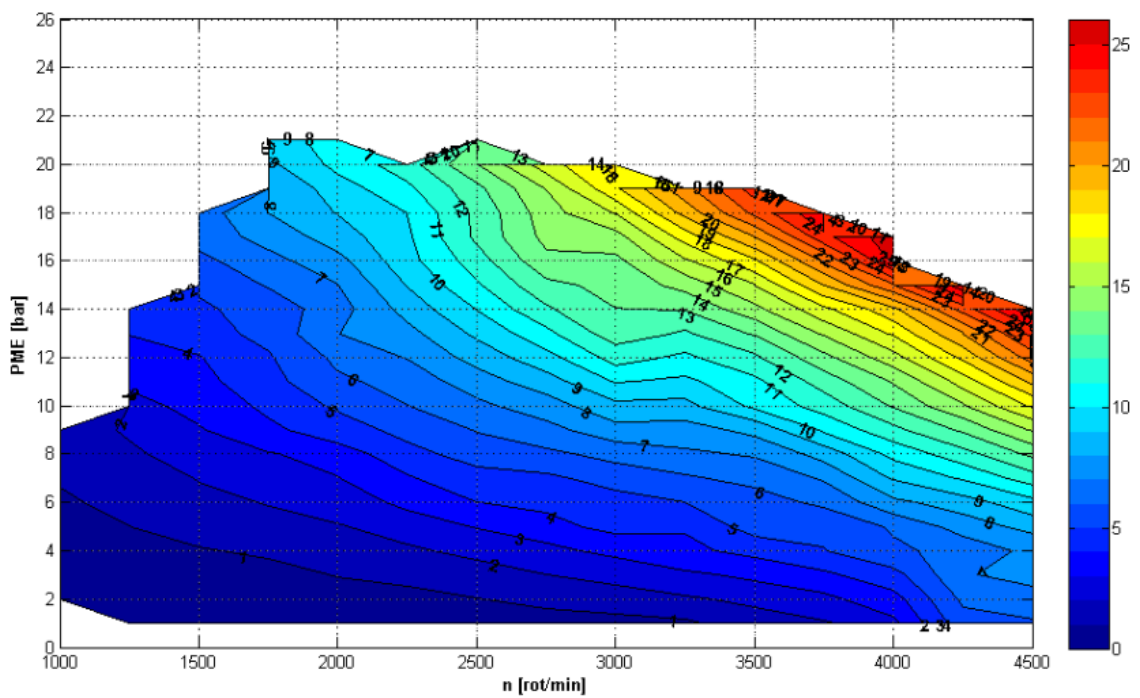


Fig. 13 Q_{vap}

Din cadrul studiului efectuat observăm că R141b prezintă cele mai bune performanțe energetice ale sistemului ORC, însă dacă luăm în calcul caracteristicile de mediu (ODP value < 0.20 and GWP value < 1500) și de siguranță, agentul R245fa este ales ca și fluid de lucru pentru sistemul nostru.

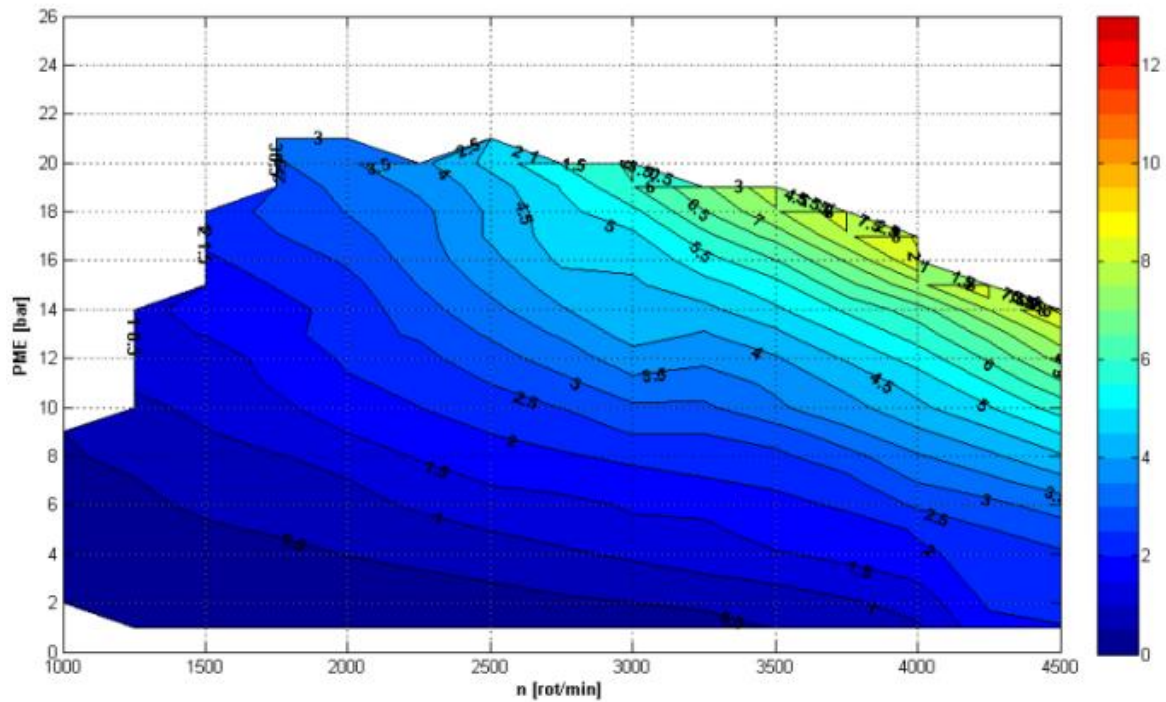


Fig. 14 $Q_{sî}$ [kW]

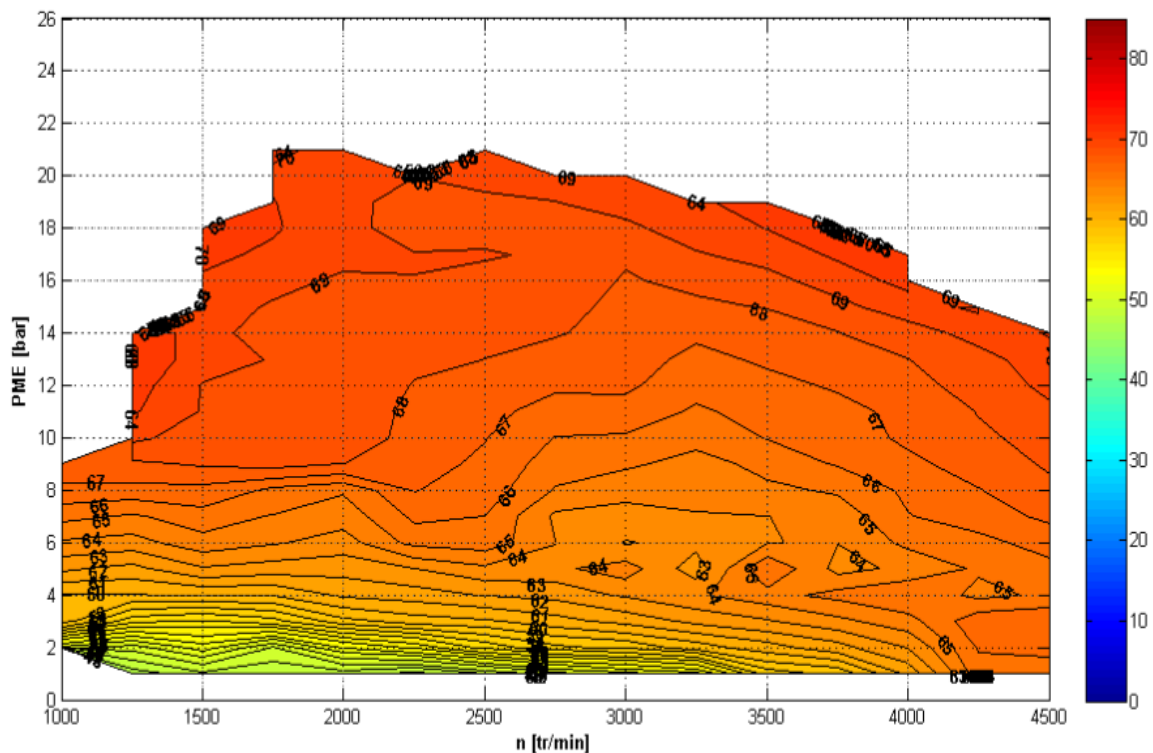


Fig. 15 Suprafața de schimb de căldură preîncălzitor [%]

Pentru a evalua performanța schimbătoarelor de căldură, în primul rând trebuie să determinăm cantitatea de căldură reziduală conținută în gazele de evacuare ale motorului diesel. Variația cantității de căldură schimbată în fiecare zonă din schimbător pentru întreg domeniul de funcționare al motorului este prezentată în figurile 12 – 14. Variația căldurii reziduale disponibilă în gazele de evacuare este similară cu cea a puterii motorului, deoarece cantitatea de căldură reziduală din gazele de evacuare crește cu creșterea puterii motorului. La putere nominală cantitatea de căldură reziduală din gazele de evacuare atinge valoarea de 60 kW.

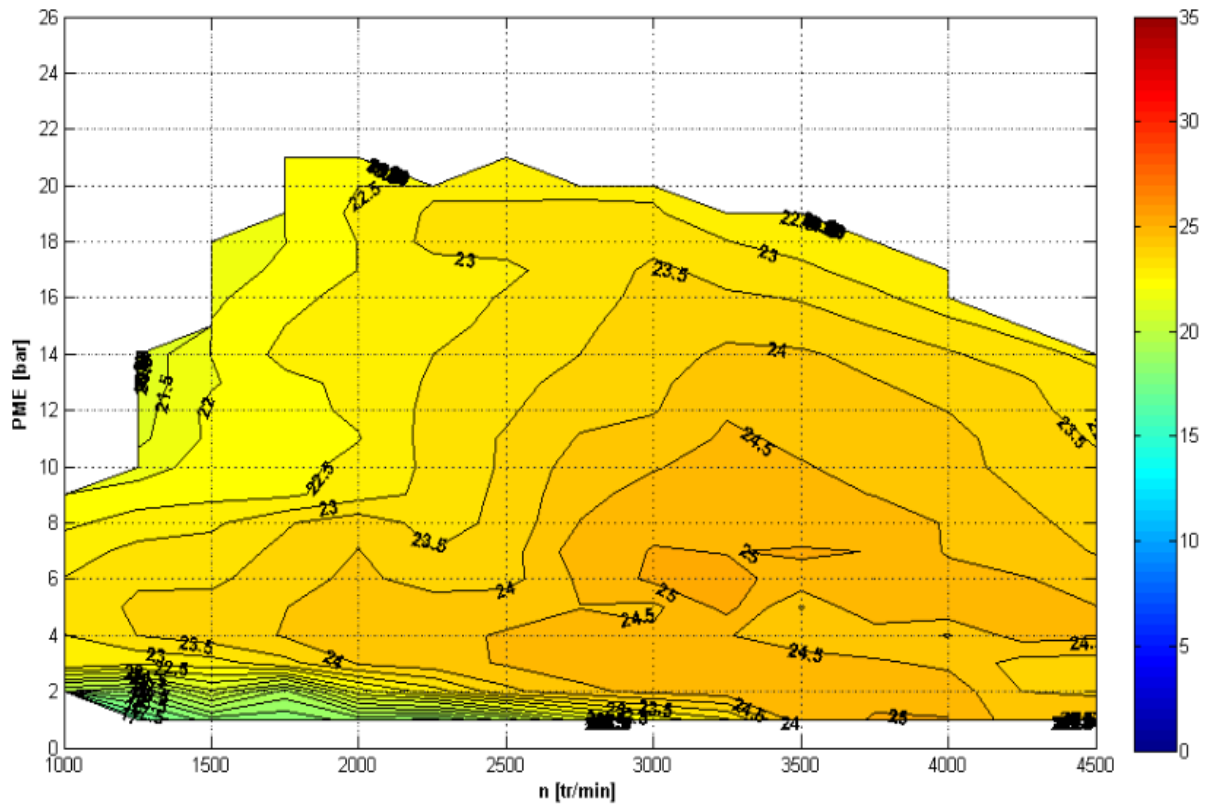


Fig. 16 Suprafața de schimb de căldură vaporizator [%]

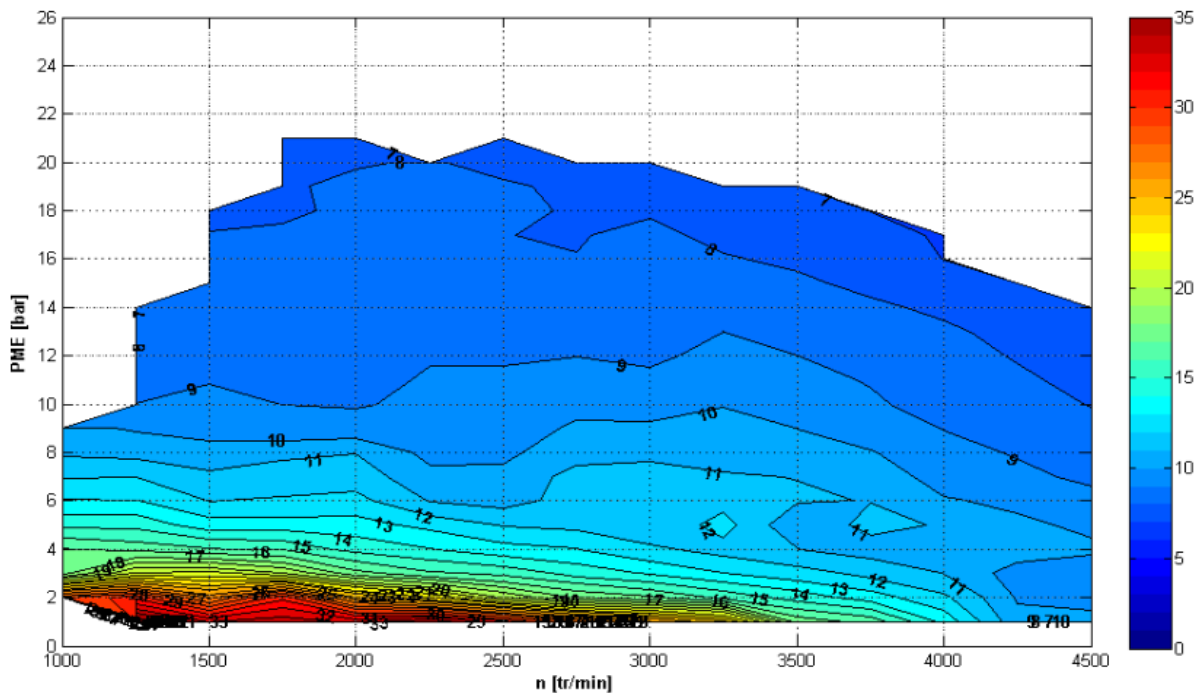


Fig. 17 Suprafața de schimb de căldură supraîncălzitor [%]

Coeficientul global de transfer de căldură depinde de coeficientul de transfer al căldurii atât pe partea caldă, cât și pe cea rece.

Suprafața de schimb de căldură pentru fiecare zonă este calculată utilizând metoda LMTD, figurile 15 - 18. La putere nominală de funcționare, suprafața necesară de schimb de căldură pentru evaporator și condensator este de 0.35 m^2 , și respectiv 2.15 m^2 . Suprafața de schimb de căldură pentru boiler și preîncălzitor crește cu sarcina și turația motorului, în timp ce suprafața de schimb de căldură a supraîncălzitorului scade cu sarcina și turația motorului.

Suprafața de schimb de căldură a preîncălzitorului reprezintă aproximativ 67% din suprafața evaporatorului, în timp ce pentru boiler avem 23%, iar pentru supraîncălzitor 10%. Suprafața de schimb de căldură a desupraîncălzitorului reprezintă 35% din suprafața totală de schimb de căldură a condensatorului.

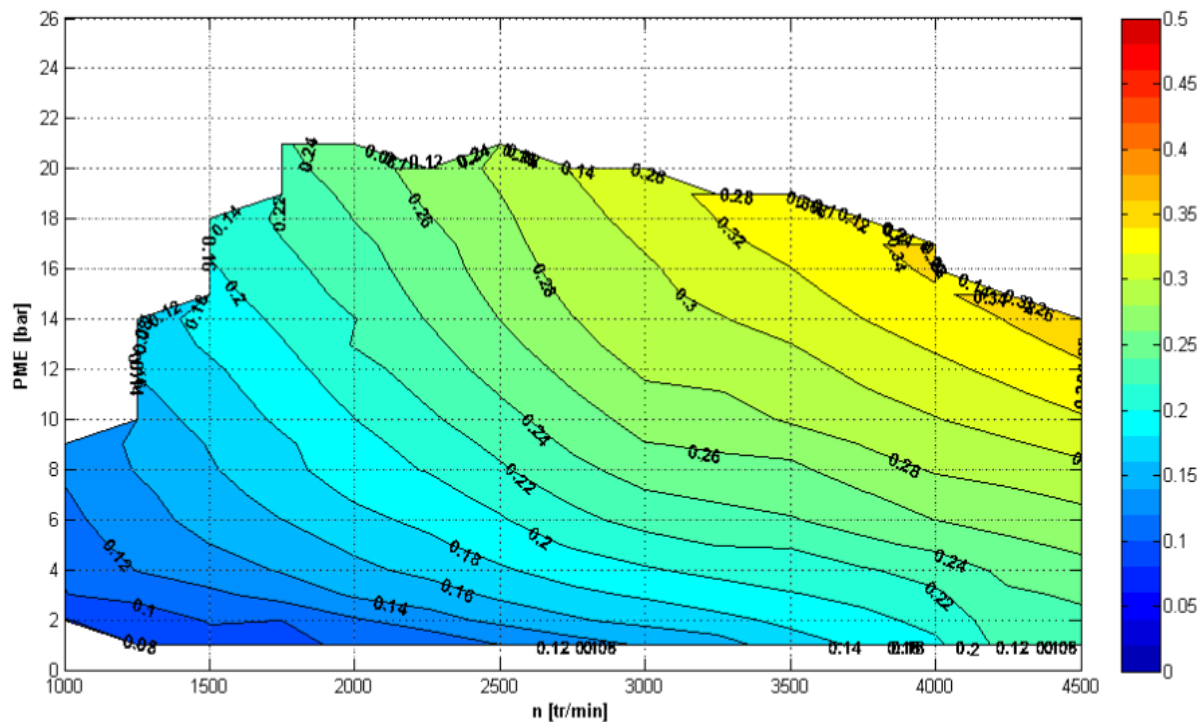


Fig. 18 Suprafața totală de schimb de căldură evaporator [m²]

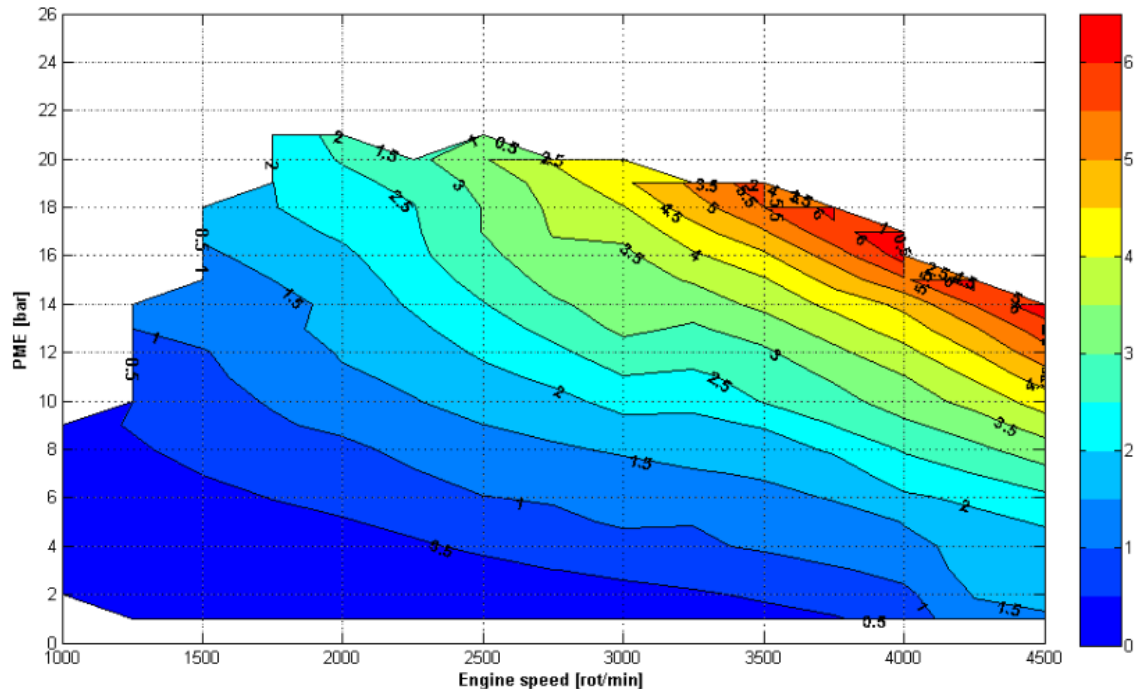


Fig. 19 Puterea netă a sistemului ORC

Ca și o concluzie, suprafața de schimb de căldură crește cu sarcina și turația motorului. Mai mult, suprafața de schimb de căldură a fiecărei zone din schimbător este proporțională cu cantitatea de căldură disponibilă în funcție de regimul de funcționare al motorului. Suprafața de schimb de căldură a preîncălzitorului este cea mai mare și reprezintă mai mult de jumătate

din suprafața totală a evaporatorului. Suprafața de schimb de căldură a vaporizatorului este puțin mai mare decât suprafața de schimb de căldură al supraîncălzitorului.

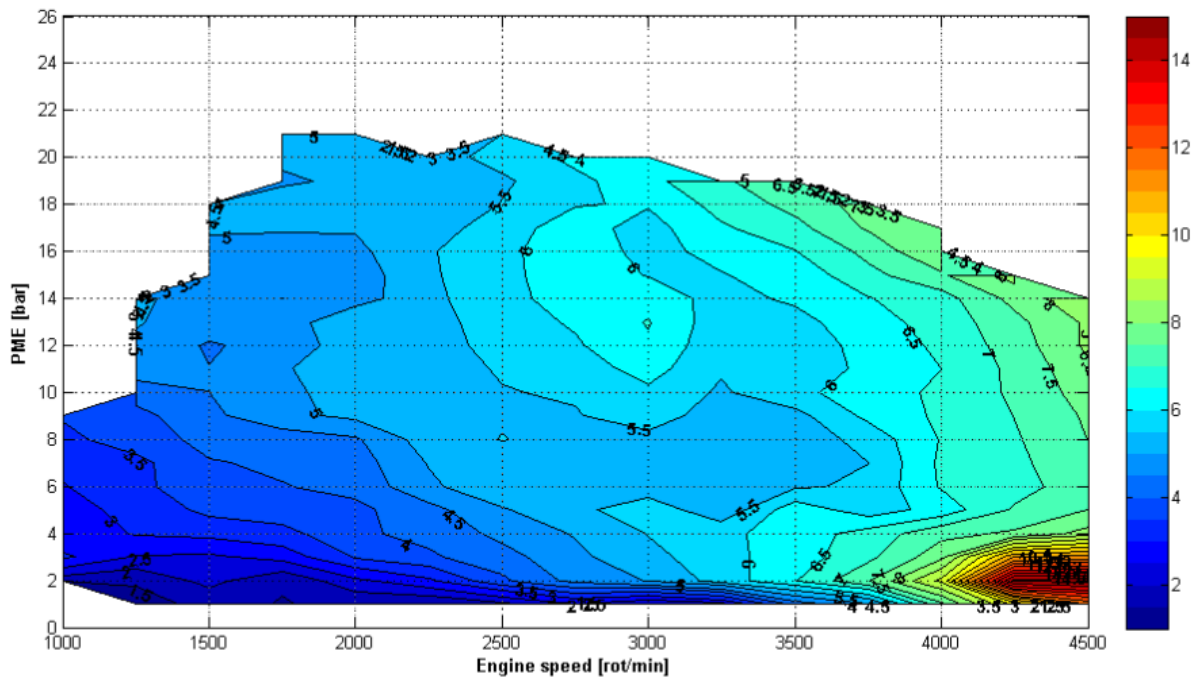


Fig. 20 Îmbunătățirea eficienței termice [%]

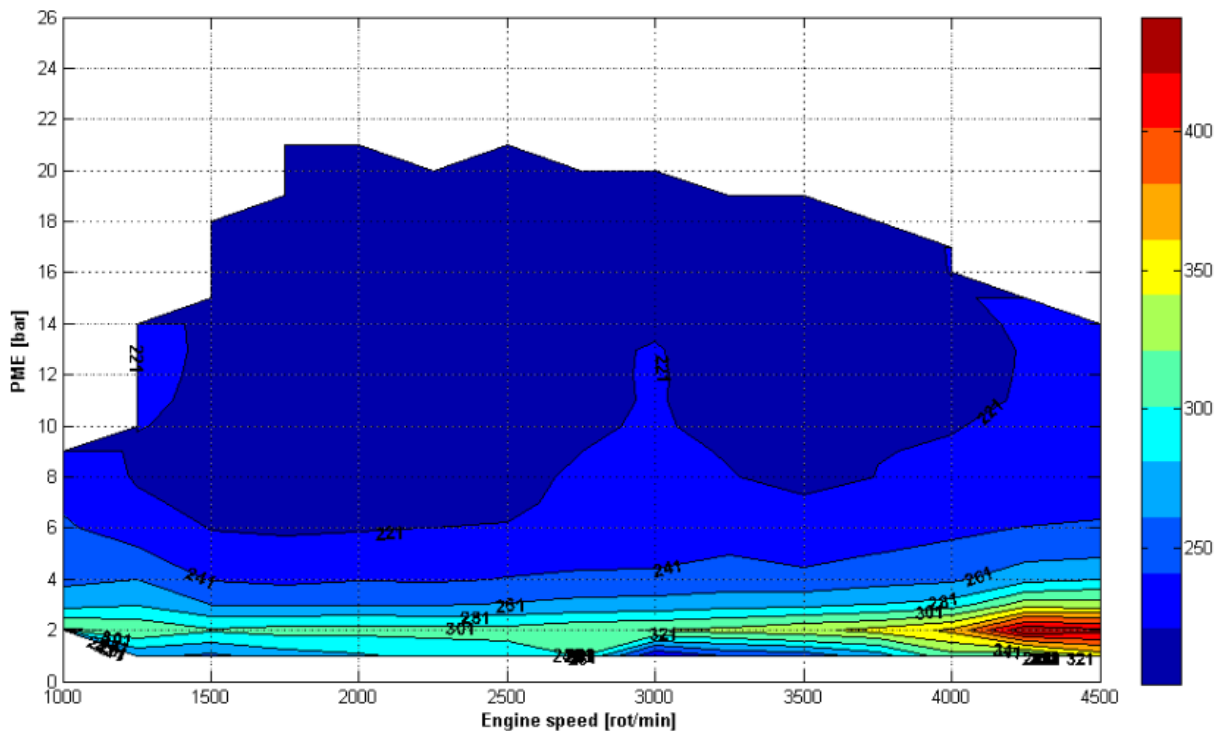


Fig. 21 BSFC al sistemului ORC – motor cu ardere internă [g/kWh]

După evaluarea proprietăților transferului de căldură, performanța sistemului ORC a fost analizată pentru fiecare punct de funcționare al motorului utilizând modelul matematic realizat.

Figura 19 prezintă variația puterii nete a sistemului ORC pentru întreg domeniul de funcționare al motorului. Puterea netă a sistemului ORC crește cu turația și sarcina motorului. La regimul nominal de funcționare al motorului, puterea netă a sistemului ORC atinge limita maximă și este de 6.3 kW.

Îmbunătățirea puterii efective pe întreg domeniul de funcționare al motorului este prezentată în figura 20. În regiunea cu eficiență termică efectivă ridicată, îmbunătățirea eficienței motorului este mai mică (4–5%), deoarece în aceste zone de funcționare ale motorului cantitatea de căldură reziduală este scăzută. Aceasta se datorează faptului că avem o combustie mai bună, pierderile de pompaj ale motorului sunt mai mici, iar raportul dintre puterea de ieșire și energia obținută prin arderea combustibilului este mai mare decât în celelalte regiuni.

Figura 21 ne prezintă consumul specific de combustibil al sistemului combinat motor - ORC pentru întreg domeniul de funcționare al motorului. Comparativ cu motorul diesel însoși, BSFC poate fi redus cu 5%. Prin urmare, consumul de combustibil al motorului diesel combinat cu sistemul ORC este îmbunătățit în mod eficient, a se vedea figura 22.

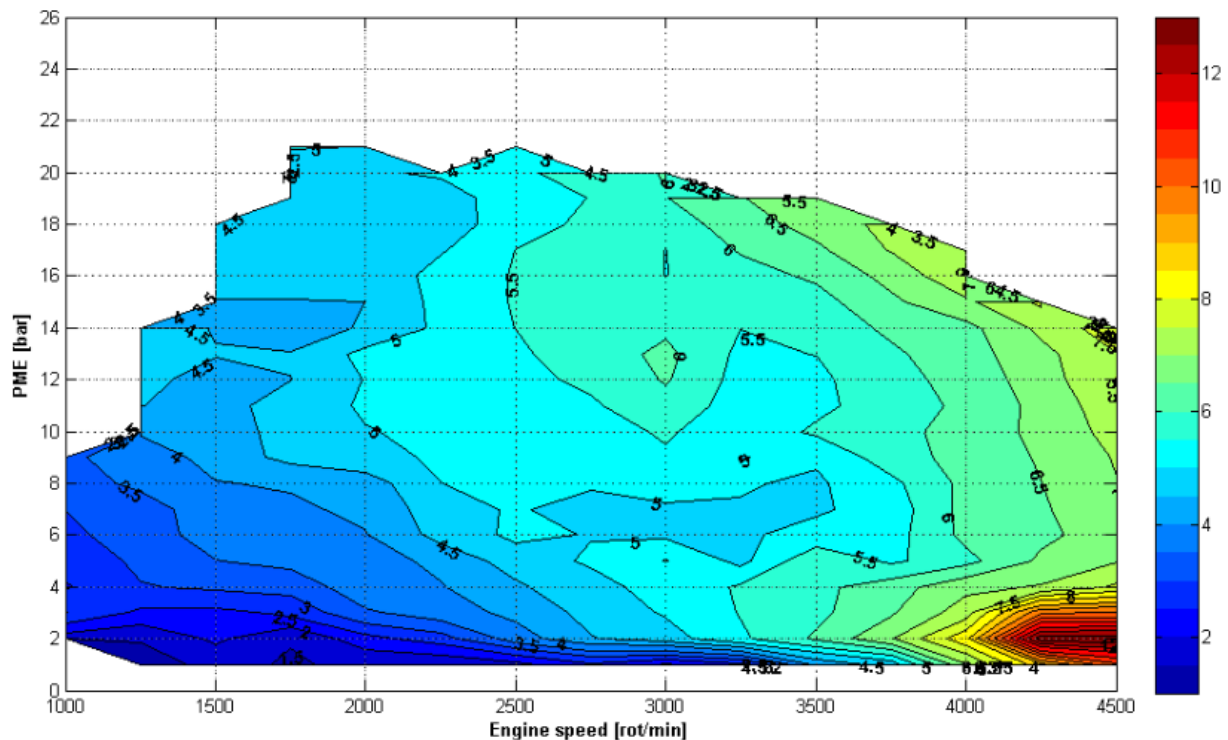


Fig. 22 Îmbunătățirea consumului specific de combustibil [%]

Înainte ca cercetarea să treacă la o altă etapă, instalația experimentală și toate dispozitivele de măsurare ale unui ciclu Rankine organic combinat cu un motor cu ardere internă, realizată în Centrul de Cercetări Termice, Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică, Universitatea Politehnica din București, sunt descrise în capitolul 5. Acest capitol conține mai multe tabele și figuri care descriu configurația experimentală. Instalația experimentală este un element-cheie în îndeplinirea obiectivelor tezei de doctorat.

În capitolul următor, cantitatea de căldură posibil a fi recuperată atunci când motorul funcționează la regimuri tranzitorii, conform ciclului NEDC, este evaluată.

Deoarece motoarele autovehiculelor rutiere trebuie să funcționeze la regimuri tranzitorii, variația căldurii reziduale produse atunci când acesta rulează conform unui ciclu NEDC trebuie luată în considerare, vezi figura 25.

S-au efectuat teste la bancul cu rulouri pentru măsurarea temperaturii și a debitului masic de gaze de evacuare, atunci când autovehiculul rulează după un ciclu NEDC, figurile 23 și 24.

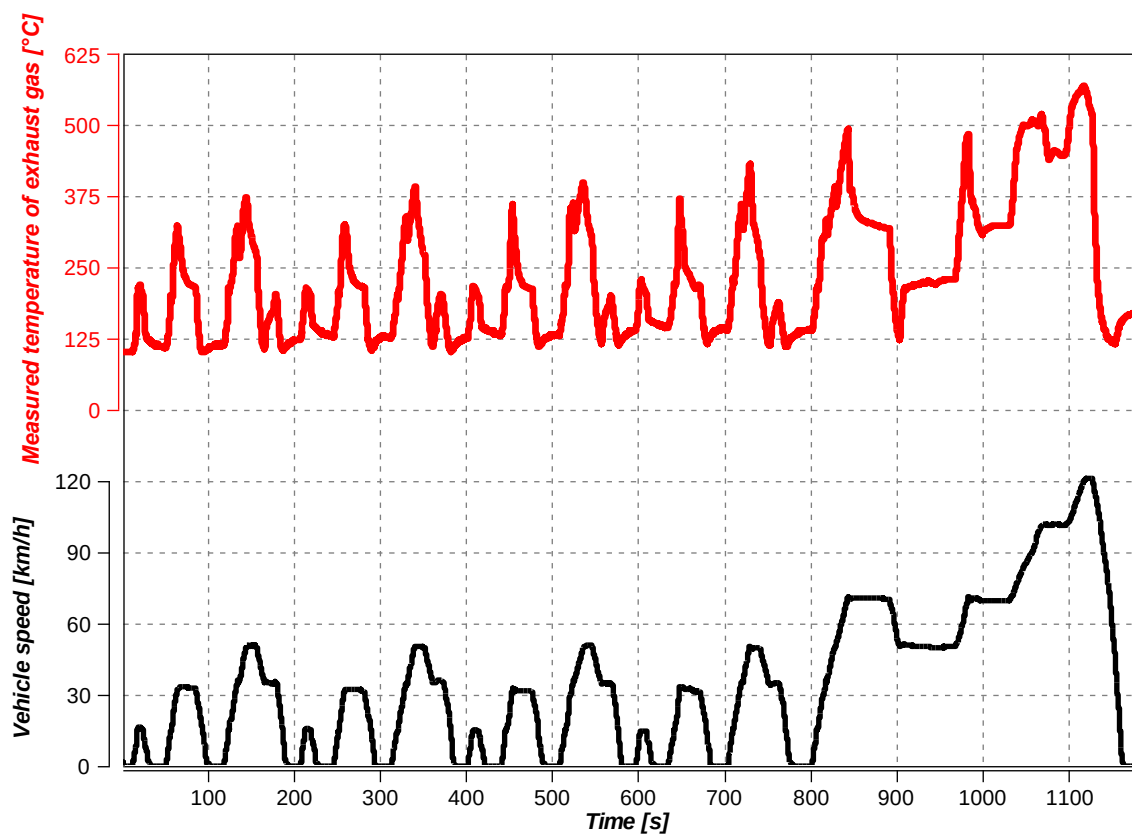


Fig. 23 Measured temperature of exhaust gas under NEDC

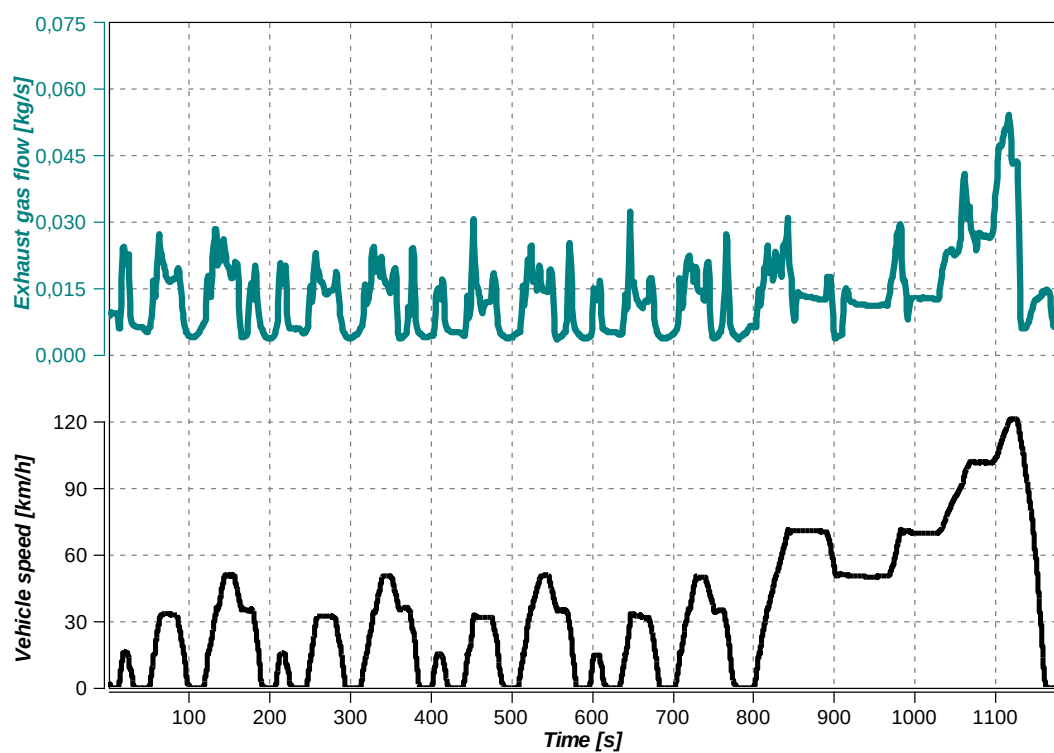


Fig. 24 Exhaust gas flow under NEDC

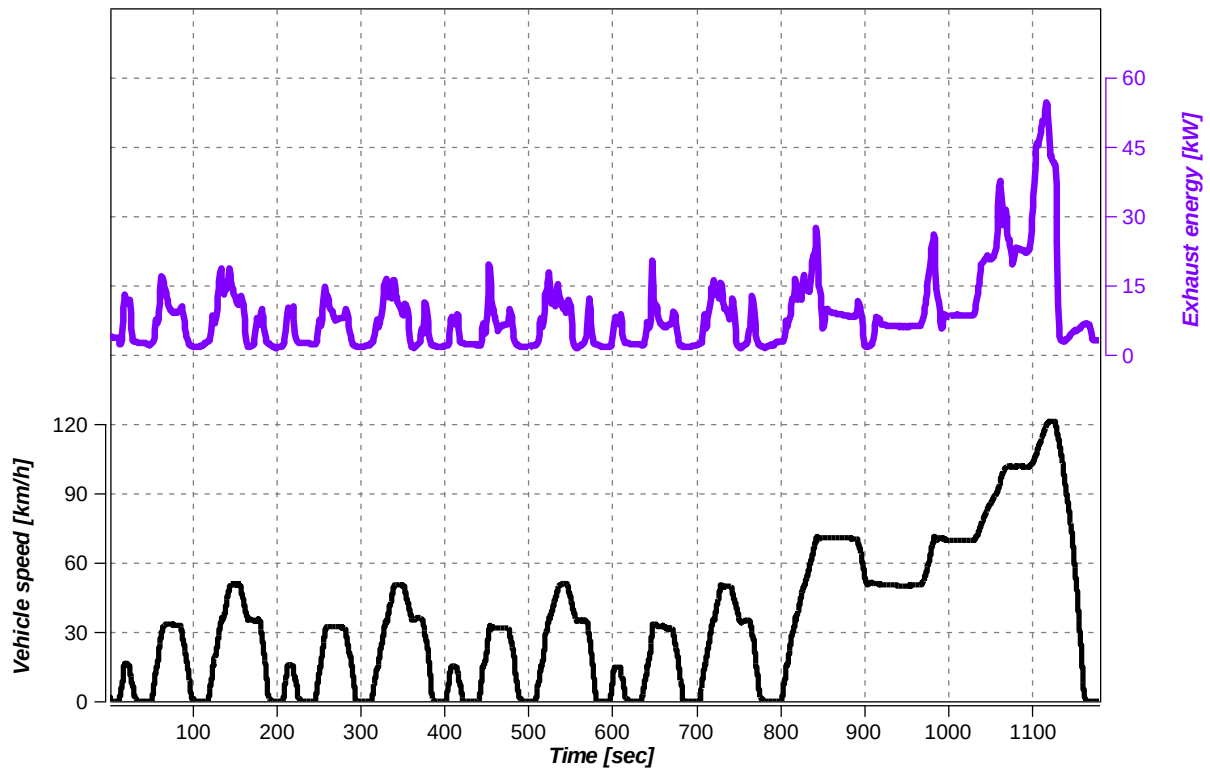


Fig. 25 Engine exhaust waste heat under NEDC

Analiza funcționării la regimuri tranzitori se face prin modelare dinamică a evaporatorului sistemului ORC. Modelul matematic este realizat pentru a determina în mod dinamic temperatura gazelor de evacuare și a fluidului de lucru la intrarea și ieșirea din fiecare schimbător de căldură (preîncălzitor, boiler, supraîncălzitor).

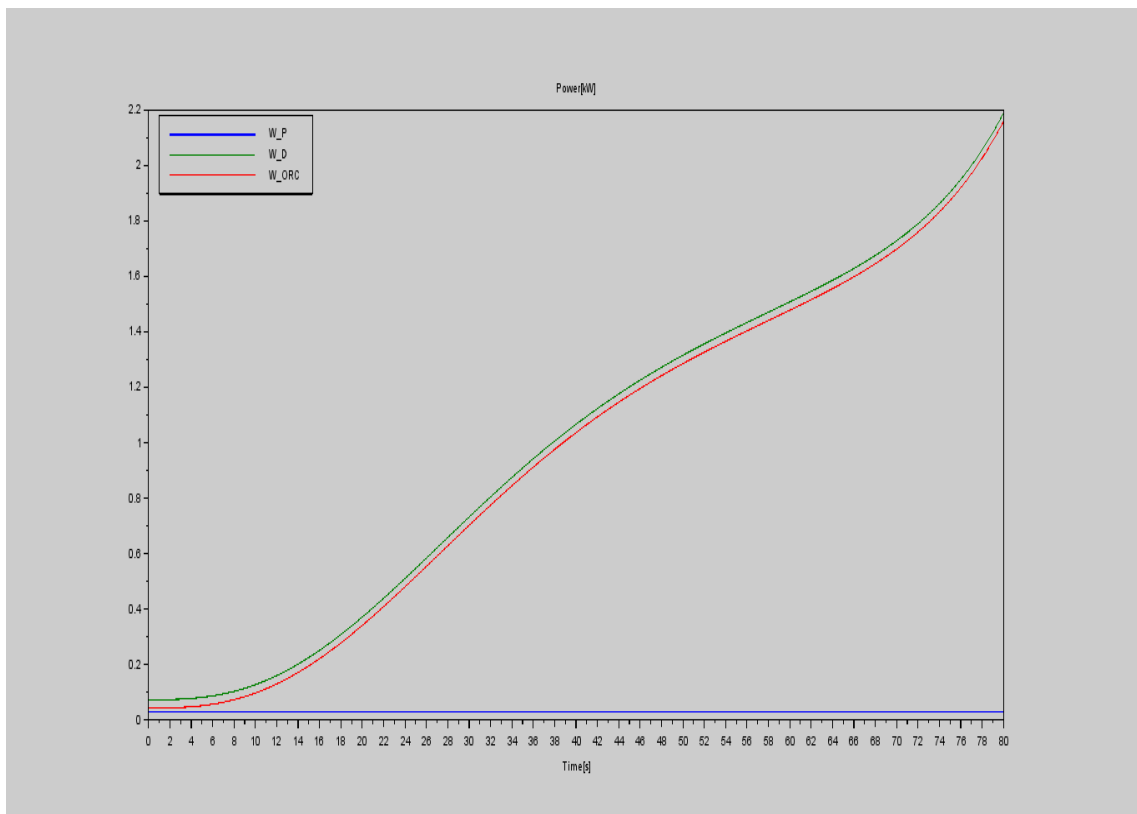


Fig. 26 Variația puterii sistemului ORC

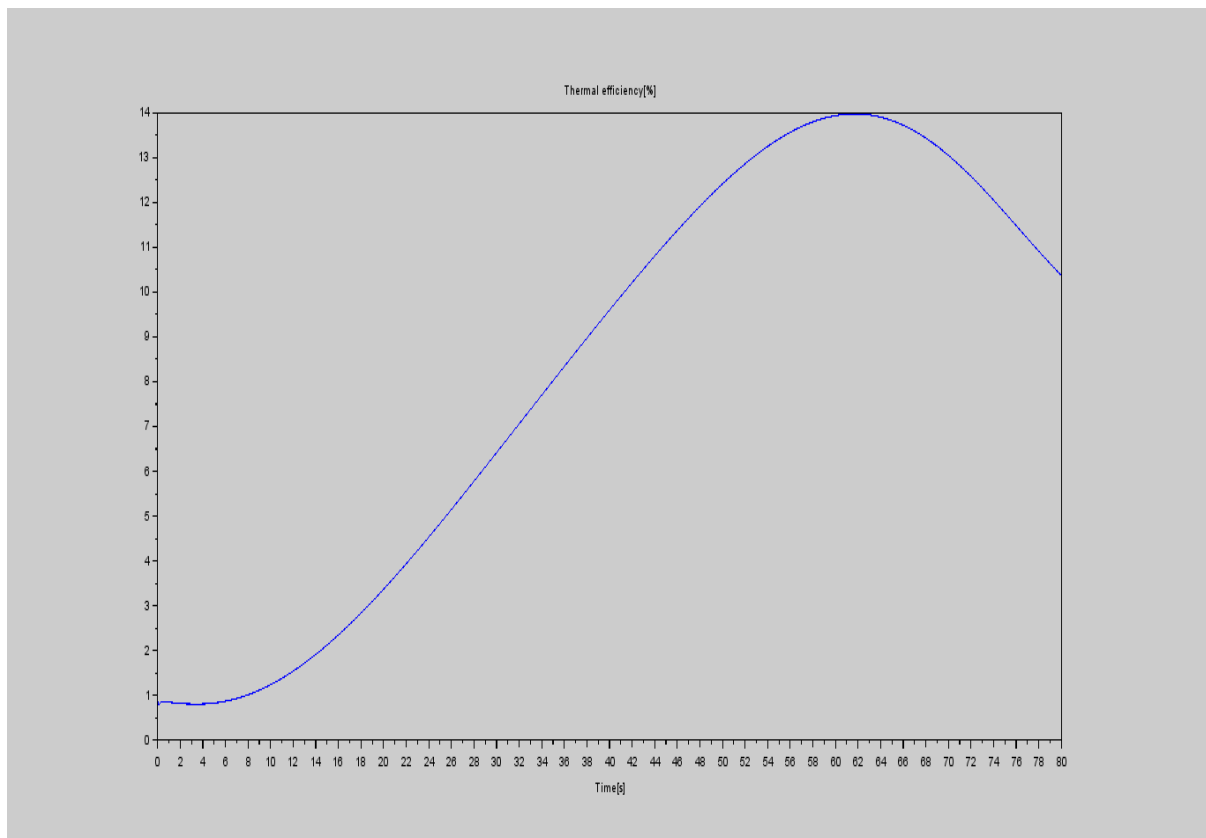


Fig. 27 Variația eficienței termice a sistemului ORC

Următorul pas este de a calcula eficiența termică și puterea netă a sistemului ORC atunci când motorul rulează pe porțiunea de extraurban din cadrul ciclului NEDC. Pe ciclul NEDC puterea de recuperare a căldurii reziduale variază în intervalul 0.2 – 2.2 kW, și eficiența termică variază între 1 – 14 %, în funcție de sarcina și turația motorului, vezi figurile 26 și 27.

În cazul vehiculelor de pasageri care sunt utilizate predominant în orașe și, prin urmare, funcționează în principal la ralanti și sarcini parțiale, beneficiul obținut prin recuperare căldurii reziduale va fi foarte scăzut, însă dacă acestea sunt utilizat cel mai mult pe autostrăzi și drumuri naționale, beneficiul de recuperare al căldurii reziduale va fi semnificativ.

Sistemul ORC are multe efecte asupra vehiculului, cum ar fi: creșterea greutateii, creșterea contrapresiunii din sistemul de evacuare, căldura suplimentară necesar a fi evacuată pentru răcirea condensatorului, etc. Aceste efecte ar trebui luate în considerare pentru determinarea fezabilității finale a sistemului.

Recuperarea căldurii reziduale este o opțiune pentru autoturisme. Cu toate acestea, performanța recuperării căldurii reziduale depinde foarte mult de condițiile de funcționare ale motorului.

Lucrările viitoare ar trebui să se concentreze pe proiectarea, construirea și testarea aplicațiilor prototip pentru a putea face comparații între acest studiu și realitate.