



# **OPTIMIZAREA UNUI MAS PENTRU CREŞTEREA EFICIENȚEI ȘI A PERFORMANȚELOR**

PROIECT DE SEMESTRU



ECHIPĂ: BUZNITELE DIN SALA DE LECTURA  
MEMBRI: BEŞA Luca-Mihai  
BOTNARI Dragoş  
CABAT Ferdinand-Alexandru  
GRUPĂ: 2431/1  
AN: III  
SPECIALIZARE: AR



## CUPRINS

1.INTRODUCERE .....	4
2.ANALIZA LITERATURII DE SPECIALITATE .....	5
3.CALCULUL CICLULUI TEORETIC .....	12
3.1.DATE INITIALE.....	12
3.2.CALCULUL PROCESUL DE SCHIMBARE AL GAZELOR.....	13
3.3.CALCULUL PROCESUL DE COMPRIMARE.....	13
3.4.CALCULUL PROCESUL DE ARDERE.....	14
3.5.CALCULUL PROCESUL DE DESTINDERE .....	14
3.6.CALCULUL PARAMETRII PRINCIPALI AI MOTORULUI .....	15
3.7.TRASAREA DIAGRAMEI INDICATE ȘI CALCULUL PARAMETRILOR ENERGETICI INDICAȚI.....	16
4.SIMULAREA UNUI MAS .....	18
5.REZULTATE SI DISCUȚII.....	21
5.1.VARIATIA LUNGIMII CANALELOR DE ADMISIE.....	22
5.2.VARIATIA ÎNĂLTIMII DE RIDICARE A SUPAPELOR DE ADMISIE .....	24
5.3.VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE ȘI ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE.....	26
5.4.OPTIMIZAREA MODELULUI.....	30
6.CONCLUZII.....	38

VVT- variable valve timing

VVL – variable valve lifting

CVVL – continuous variable valve timing

CFD – Computational Fluid Dynamics

rpm – rotatii pe minut

BSFC – consum specific efectiv de combustibil

BMEP – presiunea medie efectiva

PMEP- presiune medie maximă efectivă

IMEP – presiune medie indicate

MAS – motor cu aprindere prin scânteie

## LISTA DE TABELE

Tabel 1 1 Coeficientul de umplere înfuncție de turătie și lungimea canalelor de admisie 7

Tabel 1 2 Date inițiale 13

Tabel 1 3 REZULTATE INITIALE, OPTIMIZATE SI VALORI PROCENTUALE 37

## LISTA DE FIGURI

<u>Fig 2 1 Coeficientul de umplere în funcție de turăție și lungimea canalelor de admisie</u> .....	8
<u>Fig 2 2 Diagrama P-V pentru un ciclu complet de funcționare</u> .....	9
<u>Fig 2 3 BSFC și Eficiența termică Indicată</u> .....	10
<u>Fig 2 6 Balansul energetic</u> .....	10
<u>Fig 2 4 PMEP și IMEP</u> .....	10
<u>Fig 2 5 Procentul de gaze reziduale și coeficientul de umplere</u> .....	10
<u>Fig 2 7 Diagrama P-V a) motor cu clapeta de acceleratie ideal b) ciclu CVVT ideal</u> .....	11
<u>Fig 2 7 Diagrama P-V a) motor cu clapeta de acceleratie ideal b) ciclu CVVT ideal</u> <b>Fig 5.4 14 DIAGRAMA CONSUMULUI MEDIU EFECTIV OBTINUT ÎN URMA OPTIMIZĂRII</b> .....	39
<u>Fig 3.7 1 Diagrama Indicata</u> .....	16
<u>Fig 3.7 2 Presiunea din camera de ardere în funcție de fazele distribuției</u> .....	17
<u>Fig 4 1 MODELUL INITIAL DE MOTOR</u> .....	19
<u>Fig 4 2 CILINDRU</u> <u>Fig 4 3 SUPAPA DE EVACUARE</u> .....	19
<u>Fig 4 4 PORT DE ADDMISIE</u> <u>Fig 4 5 GALERIE DE ADMISIE</u> .....	20
<u>Fig 4 6 SUPAPA DE EVACUARE</u> <u>Fig 4 7 PORT DE EVACUARE</u> .....	20
<u>Fig 4 8 GALERIE DE EVACUARE</u> <u>Fig 4 9 RESTRICTIE DE EVACUARE</u> .....	20
<u>Fig 4 10 LIMITA DE EVACUARE</u> .....	20
<u>Fig 4 11 CONDUCTA DE EVACUARE</u> <u>Fig 4 12 CONDUCTA DE ADMISIE</u> .....	20
<u>Fig 4 13 PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA ȘI CONSUMUL MEDIU EFECTIV ÎN FUNCȚIE DE TURATIE AL MODELULUI 1D</u> .....	21
<u>Fig 4 14 PUTEREA ȘI CUPLUL MOTOR ÎN FUNCȚIE DE TURATIE AL MODELULUI 1D</u> .....	22
<u>Fig 4 14 PUTEREA ȘI CUPLUL MOTOR ÎN FUNCȚIE DE TURATIE AL MODELULUI 1D</u> .....	22
<u>Fig 5.1 1 DIAGRAMA VARIATIEI MOMENTULUI ÎN FUNCȚIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE</u> .....	24
<u>Fig 5.1 2 DIAGRAMA VARIATIEI PUTERII ÎN FUNCTIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE</u> .....	24
<u>Fig 5.1 3 DIAGRAMA VARIATIEI CONSUMULUI SPECIFIC EFECTIV ÎN FUNCTIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE.</u> .....	25
<u>Fig 5.1 4 DIAGRAMA VARIATIEI COEFICIENTULUI VOLUMETRIC ÎN FUNCTIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE.</u> .....	25
<u>Fig 5.2 1 Diagrama Variației momentului în funcție de ridicarea supapelor</u> .....	26
<u>Fig 5.2 2 Diagrama Variației puterii în funcție de ridicarea supapelor</u> .....	26

<u>Fig 5.2 3 Diagrama Variatia coeficientului de umplere în funcție de ridicarea supapelor</u>	27
<u>Fig 5.2 4 Variatia consumului specific efectiv în funcție de ridicarea supapelor</u>	27
<u>Fig 5.3 1 DIAGRAMA VARIATIEI MOMENTULUI CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	28
<u>Fig 5.3 2 DIAGRAMA VARIATIEI PUTERII CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	28
<u>Fig 5.3 3 DIAGRAMA VARIATIEI COSNUMULUI SPECIFIC EFECTIV CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	29
<u>Fig 5.3 4 DIAGRAMA VARIATIEI COEFICIENTULUI VOLUMETRIC CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	29
<u>Fig 5.3 5 DIAGRAMA VARIATIEI PUTERII CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	30
<u>Fig 5.3 6 DIAGRAMA VARIATIEI MOMENTULUI CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	30
<u>Fig 5.3 7 DIAGRAMA VARIATIEI COEFICIENTULUI VOLUMETRI CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	31
<u>Fig 5.3 8 DIAGRAMA VARIATIEI CONSUMULUI SPECIFIC EFECTIV CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE</u>	31
<u>Fig 5.4 1 MODEL DE IMPLEMENTARE A SISTEMULUI CVVL</u>	33
<u>Fig 5.4 2 DATE DE INTRARE ÎN ACTUATORUL SISTEMULUI CVVL</u>	33
<u>Fig 5.4 3 MODEL DE IMPLEMENTARE A SISTEMULUI CVVT</u>	34
<u>Fig 5.4 4 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL MOMENTULUI DE DESCHIDERE A SUPAPELOR DE ASDMISIE</u>	34
<u>Fig 5.4 5 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL MOMENTULUI DE ÎNCHIDERE A SUPAPELOR DE ASDMISIE</u>	35
<u>Fig 5.4 6 MODEL IMPLEMENTARE A CANALELOR DE ADMISIE DE LUNGIMI VARIABILE</u>	35
<u>Fig 5.4 7 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL CLAPETEI AFERENTE CANALELOR CU LUNGIME DE 700mm</u>	36
<u>Fig 5.4 8 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL CLAPETEI AFERENTE CANALELOR CU LUNGIME DE 300mm</u>	36
<u>Fig 5.4 9 IMPLEMENTAREA CONCOMITENTĂ A SISTEMELOR CVVL, CVVT ȘI LUNGIME VARIABILA A CONDUCTELOR DE ADMISIE</u>	37
<u>Fig 5.4 10 DIAGRAMA DE MOMENT OBTINUTĂ ÎN URMA OPTIMIZĂRII</u>	37
<u>Fig 5.4 11 DIAGRAMA PRESIUNII MEDII EFECTIVE OBTINUTĂ ÎN URMA OPTIMIZĂRII</u>	38
<u>Fig 5.4 12 DIAGRAMA DE PUTERE OBTINUTĂ ÎN URMA OPTIMIZĂRII</u>	38
<u>Fig 5.4 14 DIAGRAMA COEFICIENTULUI DE UMLERE OBTINUT ÎN URMA OPTIMIZĂRII</u>	39
<u>Fig 5.4 13 DIAGRAMA CONSUMULUI MEDIU EFECTIV OBTINUT ÎN URMA OPTIMIZĂRII</u>	39

## **1. INTRODUCERE**

Motoarele cu ardere internă reprezintă o componentă esențială a vehiculelor moderne și a altor echipamente motorizate. În ultimele decenii, s-au dezvoltat tehnologii avansate pentru optimizarea performanțelor și eficienței acestor motoare, precum Variable Valve Timing (VVT), Variable Valve Lift (VVL) și modificarea lungimii canalului de admisie. În acest proiect, se va evalua și se va implementa utilizarea acestor tehnologii, cu ajutorul simulărilor 1D, pentru a optimiza performanțele motorului cu ardere internă.

Simulările 1D oferă o metodă eficientă și precisă pentru analizarea proceselor și caracteristicilor motorului cu ardere internă. Prin intermediul acestor simulări, se poate evalua în detaliu impactul tehnologiilor VVT, VVL și modificării lungimii canalului de admisie asupra performanțelor motorului. Astfel, se poate investiga modul în care aceste tehnologii influențează caracteristici cheie, precum eficiența combustiei, puterea, cuplul și emisiile poluanțe.

Tehnologia Variable Valve Timing (VVT) permite ajustarea sincronizării deschiderii și închiderii supapeilor de admisie și evacuare în funcție de condițiile de funcționare ale motorului. Prin intermediul simulărilor 1D, se poate analiza impactul sincronizării variabile a supapei asupra eficienței de combustie și a puterii motorului. Aceasta poate juca un rol crucial în obținerea performanțelor optime și a unei economii sporite în ceea ce privește consumul de combustibil.

Tehnologia Variable Valve Lift (VVL) reprezintă o altă inovație, care permite controlul înălțimii de ridicare a supapei. Utilizând simulări 1D, se poate investiga influența modificării înălțimii de ridicare a supapei asupra caracteristicilor de performanță ale motorului, cum ar fi eficiența combustiei și puterea. Acest aspect permite adaptarea motorului la cerințele specifice de funcționare, asigurând un compromis optim între putere, eficiență și emisii.

Modificarea lungimii canalului de admisie este o tehnică suplimentară utilizată pentru optimizarea performanțelor motorului cu ardere internă. Prin intermediul simulărilor 1D, se poate evalua impactul variației lungimii canalului de admisie asupra caracteristicilor de performanță, cum ar fi cuplul, consumul specific de combustibil și puterea în diferite regimuri de turație. Această tehnologie permite adaptarea geometriei canalului de admisie în funcție de necesitățile specifice de funcționare, asigurând o optimizare mai bună a performanțelor motorului.

## 2. ANALIZA LITERATURII DE SPECIALITATE

Îmbunătățirea performanțelor unui motor cu combustie internă a devenit un factor de importanță majoră în procesul de dezvoltare a noilor motoare pentru aplicații în industria auto. Astfel, pentru a obține o eficiență volumetrică sporită și consecvent o valoare cât mai mare pentru putere, cât și momentul motor dezvoltat de motor la o anumită turăție a acestuia, design-ul galeriei de admisie reprezintă un parametru substantial. Parametrii geometrici, precum lungimea, diametrul conductelor galeriei de admisie și distribuția, pot influența direct dinamica gazelor care constituie fluidul motor ce urmează să fie introdus în cilindrii motorului.[1]

O dată cu dezvoltarea rapidă a tehnologiilor electrice și de control, sistemele CVVL devin o strategie tot mai eficientă pentru realizarea sistemelor de control al sarcinii motoarelor cu aprindere prin scânteie fără clapetă obturatoare. Acest sistem are potențialul de a înlocui sistemul convențional de variație a sarcinii motorului care se bazează pe poziția clapetei opturatoare, ar putea mări eficiența volumerică și reduce pierderile prin pompare a motorului. Tehnic, sincronizarea și ridicarea supapelor în cadrul sistemului CVVL ar putea fi regulate pe baza sarcinii la care este supus motorul. Prin urmare mai multe tipuri de sisteme de tip CVVL au fost dezvoltate și testate pe motoare cu aprindere prin scânteie cum ar fi: sisteme CVVL mecanice, hidraulice, electrice cât și combinații a celor menționate anterior. Așa cum era de așteptat, consumul de combustibil și performanțele motorului au fost îmbunătățite semnificativ atunci când au fost folosite sisteme de tip CVVL.[2]

Sistemele de tip VVT au fost dezvoltate pentru a spori performanțele motoarelor cu ardere internă în timp ce micșorează emisiile de gaze poluante. Această tehnologie reprezintă un sistem de control al supapelor de admisie cât și celor de evacuare, independent de unghiul de rotație al arborelui cotit, acest lucru duce la restrângerea pierдерilor de pompaj, rezultând o performanță sporită a motorului și a unui consum specific redus la sarcini parțiale ale motorului. De asemenea, acest sistem poate controla și emisiile poluante de NOx-urile produse în timpul procesului de ardere prin recircularea gazelor de evacuare, porces controlat de timpul de suprarupere a deschiderii supapelor de admisie/evacuare. Dezvoltări recente ale sistemelor VVT permit deschiderea, închiderea și ridicarea individuală a fiecărei supape, acest lucru complementând funcția clapetei obturatoare în procesul de ajustare a sarcinii motorului.[4]

Jemni, Katchev și Abid au efectuat un studiu numeric de tip 3D CFD și o analiză experimentală prin compararea funcționării unui motor cu două tipuri de galerii de admisie diferite, prima având în componență să atât canale de admisie cât și plen de admisie, iar cea de a doua galerie are canalele de admisie optimizate, iar plenul de admisie este omis. Optimizarea a permis îmbunătățirea coeficientului de umplere și prin urmare, eficiența volumetrică a motorului. Modelul dezvoltat permite determinarea structurilor de aflux pentru a scăna varietatea, iar rezultatele experimentale validarea modelului și de asemenea ne indică faptul că puterea, momentul motor, și eficiența termică efective au fost mărite cu 16%, 14% și respectiv 12%. În cel de al doilea test a fost verificat și consumul specific efectiv care a scăzut cu aproape 30%.

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

Optimization	Engine speed [RPM]	Runner length [mm]	Volumetric efficiency	Iterations Number
Case 1	6000	252.62	0.8444	9
Case 2	5500	316.00	0.8836	9
Case 3	5000	391.07	0.9210	11
Case 4	4500	478.89	0.9518	10
Case 5	4000	584.92	0.9754	11
Case 6	3500	595.74	0.9518	12
Case 7	3000	563.82	0.9145	9
Case 8	2500	304.35	0.8901	12
Case 9	2000	510.88	0.8987	12
Case 10	1500	387.61	0.8672	9
Case 11	1000	464.48	0.8682	11

Tabel 1 1 Coeficientul de umplere înfuncție de turăție și lungimea canalelor de admisie

O analiză bazată pe optimizarea lungimii canalelor de admisie în relație cu eficiența volumetrică a motorului a fost efectuată utilizând metoda Brent.

Lungimea inițială a canalului galeriei de admisie a motorulu E.torQ 1,6l e de 400[mm]. Această valoare a fost luată drept referință pentru procesul de optimizare. O gamă de variație a lungimii canalului de admise între 222[mm] și 600[mm] a fost aleasă pentru acest proces pentru a putea fi determinată o lungime ce poate oferi o eficiență volumetrică locală maximă. Viteza motorului a fost luată de la 1000 până la 6000 [rpm]. Tabelul 1 1 ne indică rezultatele optimizării celor 11 valori ale lungimii canalului în intervalul de analiză a vitezei de rotație pentru care motorul are eficiență volumetrică maximă

Putem nota faptul că pe intervalul de 1000-3000 [rpm] nu se observă o relație funcțională dintre lungimea canalelor de admisie și viteza motorului, spre deosebire de intervalul de la 3500 [rpm] la 6000 [rpm] unde se observă o scădere invers proporțională a lungimii canalului de admisie raportată la viteza motorului.

Fig.2.1 indică curba eficienței volumetrice în dependență de viteza de rotație a motorului. Fiecare curbă individuală reprezintă motorul funcționând la sarcină maximă prin toată gama de turății. Acesta are un canal de lungime fixă, obținută în procesul de optimizare a lungimilor. Putem nota faptul că unele din lungimile obținute în

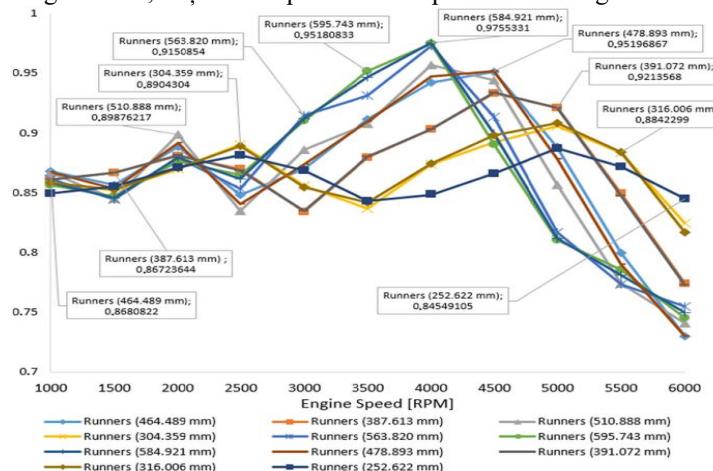


Fig 2 1 Coeficientul de umplere înfuncție de turăție și lungimea canalelor de admisie

procesul de optimizare pot genera valori de eficiență volumetrică maximă în mai mult decât într-un singur punct. În gama de turății 1000 și 2500 rpm curbele care determină punctele de eficiență volumetrică maximă alternează între ele și nu este posibil să definim care întrunește cel mai bine cerințele pentru a defini o eficiență volumetrică consistentă pentru toată gama dată. Pentru gama de turății 2500-4000 rpm canalele de admisie cu lungimile de 595,7 și 584,9 au o eficiență volumetrică mult mai mare dacăt celelalte. Asemenea primei game de turății, la

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

turațiile 4000-6000 rpm nu potem determina o singură lungime a canalului de admisie care să maximizeze eficiența volumetrică, dar putem observa că odată cu mărirea turației motorului scade lungimea canalului de admisie.[1]

La motoarele cu distribuție clasica, pierderile prin frecare și pierderile de pompaj sunt inevitabile datorită limitelor mecanismului tradițional de acționare a supapelor. Conform lui Duan et al., pierderile de pompaj constituie circa 8% din pierderile energetice totale ale unui motor, dar această proporție poate crește până la peste 10% la relanțe. Prin urmare, optimizarea cursei de admisie are un mare potențial în creșterea performanțelor unui motor. În ultimii ani sistemul VVL a fost propus și studiat pentru a oferi un control mai flexibil și mai specific asupra motoarelor. Sistemul VVL este una dintre cele mai promițătoare tehnologii studiate recent. Li et al. a facut un studiu comparator dintre sistemele VVL și VVT iar în urma acestuia a determinat faptul că sistemul VVL are un potențial mai mare în a obține un consum specific efectiv de combustibil, cât și pierderi de pompaj mai mici. Lee et al. a studiat performanțele unui motor echipat cu sistemele CVVT-VVL cu aprindere prin scânteie folosind o simulare 1D. Acestea au comparat efectele sistemelor CVVT, VVL, dual CVVT, CVVT combinat cu VVL, cât și dual CVVT combinat cu VVL. Rezultatele au indicat faptul că utilizarea sistemului dual CVVT combinat cu un sistem tip VVL duc la îmbunătățirea performanței și consumului de combustibil. Compartiv cu sistemul CVVT, sistemul VVL a jucat un rol mult mai important în obținerea acestor performanțe. Zou et al. a studiat impactul sistemului VVL asupra economicității unui motor cu aprindere prin scânteie care folosea drept combustibil un amestec de benzină și etanol. A fost determinat că PMEP a fost mărit cu aproximativ 23%, 25% și 22% la 1500rpm, 2000rpm și respectiv 3000rpm. De asemenea, au obținut o scădere a consumului de combustibil de 14% și 11% în condiții de sarcina mică și medie. [3]

Pentru a compara simetric avanțajele sistemului CVVL față de sistemul clasic de acționare a supapelor au fost alese condițiile de funcționare la 1200 rpm și 5 bar BMEP. Fig 2.2 ilustrează diagrama P-V a unui ciclu complet de funcționare pentru un motor cu aprindere prin scânteie atât în cazul implementării CVVL cât și în cazul funcționării cu sistemul original de ridicare a supapelor la sarcină parțială. În Fig 2.2 linia verde punctată reprezintă funcționarea cu sistemul original, iar linia roșie reprezintă rezultatele simulării 1D în GT-Power a motorului care nu era echipat cu clapetă obturatoare ci folosea sistemul CVVL pentru a controla sarcina. În Fig 2.2 se observă faptul că presiunile în

cazul simulării 1D sunt scăzute atât în cazul admisiei cât și a evacuării față de motorul standard. Aceste diferențe de presiune duc la scăderea pierderilor de pompaj, la creșterea coeficiențului volumetric, îmbunătățirea efectului Tumble și turbulența aerului din cilindru. Toate aceste efecte combinate au dus la scăderea consumului de combustibil, eficienței termice a motorului și au micșorat puterea pierduta în precesele de schimb de gaze și pentru pompaj.

Fig 2.5, 2.3, 2.4, 2.5 indică efectele sistemului CVVL asupra performanțelor simulării 1D a unui model de motor cu aprindere prin scânteie care folosește gaze naturale drept combustibil, neechipat cu clapetă obturatoare în comparație cu un motor clasic la sarcină

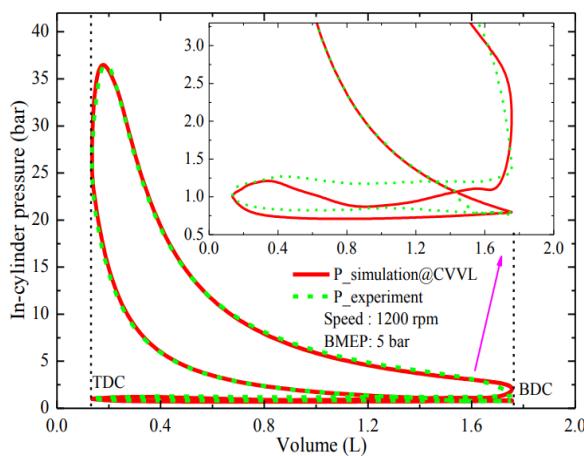


Fig 2.2 Diagrama P-V pentru un ciclu complet de funcționare

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

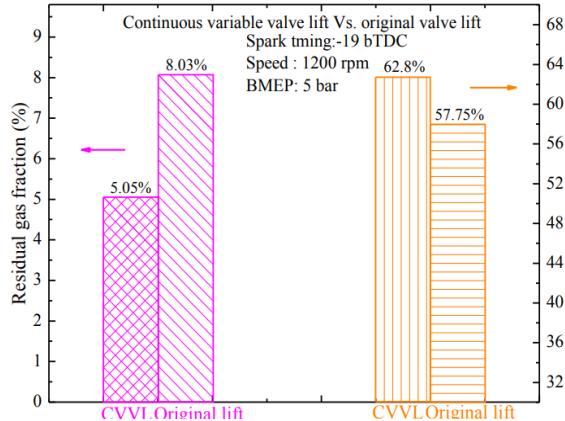


Fig 2 5 Procentul de gaze reziduale si coeficientul de umplere

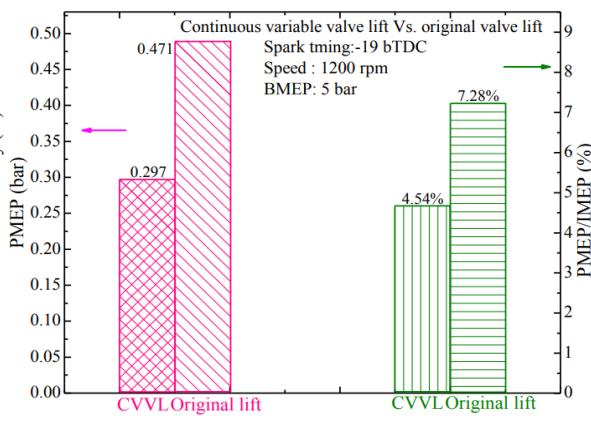


Fig 2 4 PMEP și IMEP

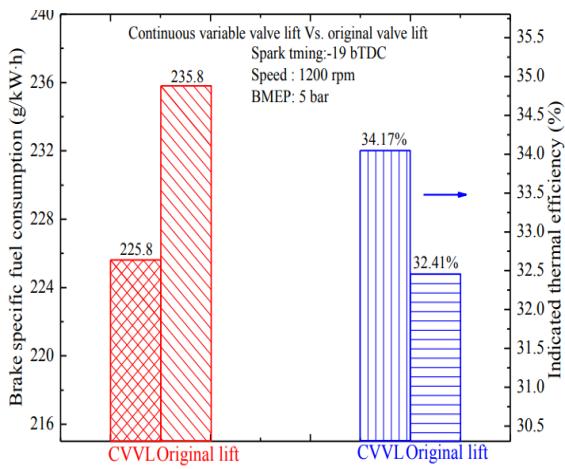


Fig 2 3 BSFC și Eficiența termică Indicată

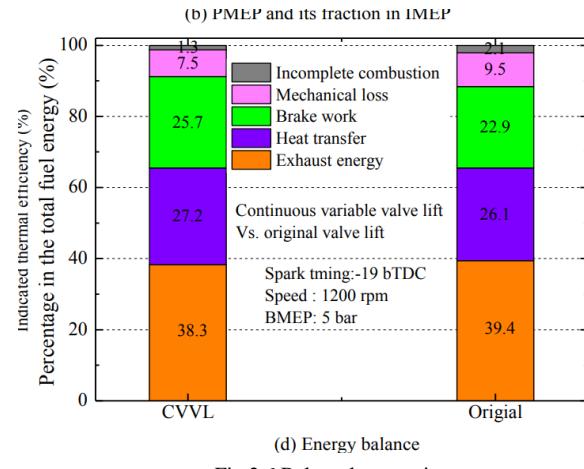


Fig 2 6 Balansul energetic

partială. Putem observa că în cazul motorului echipat cu sistemul CVVL, procentul gazelor reziduale din camera de ardere a fost redus, iar coeficientul volumetric a fost mărit. În primul rând, la echiajarea motorului cu un sistem de tip CVVL, presiunea la portul de admisie este mai mare, acesta fiind un factor benefic pentru procesul de umplere al cilindrului cu fluid motor. Odată cu eliminarea clapetei obturatoare nu mai apar undele de presiune pe conducta de admisie, ceea ce duce la o curgere mai lină a aerului, la creșterea eficienței volumetrice și a intensității turbulentelor din cilindru. În Fig 2 3 se observă faptul că, în cazul motorului echipat cu sistemul CVVL, BSFC scade, iar eficiența termică indicată crește cu 5,43% la sarcina parțială impusă la început. Aceste avantaje sunt datoare de îmbunătățirii efectului de tumble și intensității turbulentelor din cilindru, care ulterior au dus la creșterea vitezei de propagare a frontului de flacără în camera de ardere. De asemenea, a fost redusă cantitatea de gaze reziduale și respective, efectul negativ al acestora asupra combustiei gazelor naturale[2]

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

În următoarea lucrare propunem o strategie pentru creșterea eficienței în timpul funcționării la sarcină parțială prin înlocuirea mecanismului de control al sarcinii cu un mecanism de control intelligent fără clapetă obturatoare. Această strategie permite obținerea unei compresii variabile pentru diferite condiții de funcționare. Aceasta profită de cursele inegale de compresie și de expansiune ale unui ciclu Miller. După cum bine știm, eliminarea clapetei obturatoare contribuie la evitarea pierderilor de energie, ceea ce reprezintă un potențial important de îmbunătățire a eficienței, ținând cont de faptul că motoarele autovehiculelor funcționează de obicei în condiții de sarcină redusă și de viteză redusă.

Fig 2 7 prezintă o diagramă P-V pentru un ciclu Otto ideal în condiții de sarcină parțială (Motor echipat cu clapetă obturatoare)

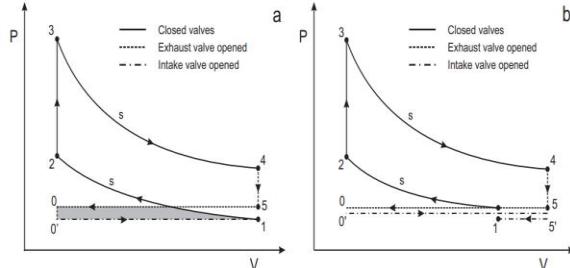


Fig 2 7 Diagrama P-V a) motor cu clapeta de acceleratie ideal b) ciclu CVVT ideal

funcționarea cu sarcină parțială, din punct de vedere termodinamic seamănănd cu un ciclu Miller. Este important de subliniat faptul că motorul CVVT rezultat diferă de un motor Miller conventional care, de obicei, include o clapetă de accelerare și prezintă un raport fix între cursa de compresie și cursa de expansiune. În plus, cursa de expansiune pentru motorul CVVT este aceeași cu cea de compresie (sau de expansiune) a ciclului Otto cu clapetă de accelerare (Fig. 1a), cu care este comparat. În motorul CVVT, punctul de închidere a supapei de admisie (punctul 1 din Fig. 1b) este deplasat continuu. O deplasare a punctului 1 spre dreapta implică o putere mai mare (atunci când punctul 1 ajunge la punctul 5, ciclul se transformă într-un ciclu Otto la sarcină maximă). O deplasare a punctului 1 spre stânga implică o scădere a puterii, permătând un ciclu cu sarcină parțială fără pierderile ce apar datorită clapetei obturatoare prezente în motorul cu clapeta obturatoare (a se observa că, în acest caz, nu există o zonă umbrată sub ciclul principal).

Un sistem CVVT (Continuous Variable Valve Timing) cu control al sarcinii în motoarele cu aprindere prin scânteie a fost propus, analizat și comparat cu un motor conventional controlat de accelerare. Ambele condiții, atât ideale cât și ireversibilitățile, cum ar fi efectele de diluție a încărcăturii și pierderile de căldură în timpul curselor de compresie și de expansiune, au fost luate în considerare. La funcționarea la sarcină parțială, motorul echipat cu sistemul CVVT prezintă o valoare de randament mai mare decât a motorul cu clapetă obturatoare. Acest lucru se datorează faptului că mecanismul de control al sarcinii motorului CVVT nu include clapeta de accelerare. S-a constatat că ireversibilitățile exercită un puternic impact în ceea ce privește producția netă de putere și eficiența pentru ambele cicluri. În special, efectele de diluție a încărcăturii reduc puterea maximă de ieșire la aproximativ 35,7%, în principal din cauza reducerii masei aerului din cilindru cauzată de o creștere a temperaturii fluidului comprimat. O reducere suplimentară a puterii și a randamentului apare din cauza pierderilor de căldură, ceea ce implică mai puțină

Figura 1b) prezintă o diagramă P-V pentru motorul CVVT propus, în care sarcina este controlată prin intermediul unui sistem CVVT (care înlocuiește clapeta de obturatoare) care reglează continuu închiderea supapelor de admisie în funcție de cerințele de turăție și de sarcină ale motorului.

Ca o consecință a acestui design, cursa de compresie este mai scurtă decât cursa de expansiune la

— Closed valves  
— Exhaust valve opened  
- - - Intake valve opened

## **BUFNITELE DIN SALA DE LECTURĂ**

energie disponibilă pentru a fi transformată în lucru mecanic. Pentru exponenți politropici de  $n^{1/4}$  1,5 și 1,6, puterea maximă de ieșire este redusă suplimentar în proporție de aproximativ 9,1% și, respectiv, 17,0%.

În general, temperatura și presiunea la fiecare stare a ciclului sunt mai mici pentru motorul CVVT în comparație cu motorul echipat cu clapetă obturatoare la funcționarea la sarcină parțială. Această condiție implică o solicitare mecanică mai mică în timpul funcționării și, prin urmare, motoare mai fiabile și o frecvență de întreținere mai mică. În plus, o temperatură mai scăzută înainte de expansiune, în cazul motorului echipat cu un sistem CVVT, reprezintă un potențial de îmbunătățire a eficienței prin creșterea temperaturii de combustie. În ceea ce privește eficiența, s-a constatat o economie de combustibil de până la 4,1 % pentru un motor echipat cu un sistem CVVT, în raport cu un motor classic cu clapetă obturatoare pentru o sarcină de 20%-30%, ceea ce este tipic pentru funcționarea reală a motorului unui vehicul. Mecanismul CVVT propus merită explorat în continuare, deoarece pare a fi o alternativă promițătoare la îmbunătățirea performanțelor motoarelor cu combustie internă cu o economie ridicată a consumului de combustibil, economie de energie și emisii scăzute de gaze poluante.[4]

### 3. CALCULUL CICLULUI TEORETIC

#### 3.1. DATE INITIALE

Mărime	Valoare	Unitate măsură
Cilindree	1997	cm <sup>3</sup>
Număr cilindri	4	-
Supraalimentare	NU	-
Distribuție variabilă	NU	-
Putere	116	kW
Turație la putere maximă	6000	RPM
Cuplu motor	196	N·m
Turație la cuplu maxim	4500	RPM
Mărime	Valoare	Unitate măsură
Alezaj	87	mm
Cursă	84	mm
Lungime bielă	137	mm
Raport de comprimare	11	-
Coeficientul de exces aer	0.85	-
Diametrul supapei de admisie	28	mm
Diametrul supapei de evacuare	28	mm
Înălțimea de ridicare a supapei de admisie	8.5	mm
Înălțimea de ridicare a supapei de evacuare	8	mm
Deschiderea relativă a supapei de admisie	15 BTDC	°RAC
Deschiderea relativă a supapei de evacuare	40 ABDC	°RAC
Închiderea relativă a supapei de admisie	60 BBDC	°RAC
Închiderea relativă a supapei de evacuare	20 ATDC	°RAC
Presiunea ambientală	102000	Pa
Temperatura ambientală	298	°K
Temperatura gazelor arse reziduale	1000	°K

Tabel 1.2 Date initiale

## BUFNITELE DIN SALA DE LECTURĂ

### 3.2. CALCULUL PROCESUL DE SCHIMBARE AL GAZELOR

```
% .....Calculul procesului de schimbare a gazelor---  
%.....  
pa = 0.8 * 10^5; % Presiunea la sfarsitul admisiei, [Pa]  
pr = 1.2 * 10^5; % Presiunea gazelor arse reziduale, [Pa]  
deltaT = 25; % Preincalzirea amesteului, [K]  
niu_p = 1.1; % Coeficientul de post umplere, [-]  
  
% Coeficientul gazelor are reziduale  
gamma_r = (T + deltaT)/Tr * pr/(rc*pa*niu_p - pr)=0.0450  
% Temperatura la sfarsitul admisie, [K]  
Ta = (T + deltaT + gamma_r *Tr)/(1 + gamma_r)=347.3684  
% Coeficientul de umplere, [-]  
etaV = pa*T/(p0*Ta) * rc/(rc-1) *niu_p/(1 + gamma_r)=0.7660
```

### 3.3. CALCULUL PROCESUL DE COMPRIMARE

```
%... Calculul procesului de comprimare---  
%.....  
n1 = 1.34; % Coeficientul politropic de comprimare, [-]  
% Presiunea la sfarsitul camprimarii, [Pa]  
pc = pa*rc^n1=1.9886*e^06  
%Temperatura la sfarsitul comprimarii, [K]  
Tc = Ta*rc^(n1-1) = 784.9895
```

### 3.4. CALCULUL PROCESUL DE ARDERE

```
%... Calculul parametrilor procesului de ardere-----  
%.....  
c = 0.854; % Masa de carbon din compozitia benzinei [kg]  
h = 0.142; % Masa de hidrogen din compozitia benzinei [kg]  
o = 0.004; % Masa de oxigen din compozititia benzinei [kg]  
QI = 43500; % Puterea calorica inferioara [kJ/kg]  
zetta = 0.9; % Ceoficientul de utilizare al caldurii [-]  
Mc = 1/114; % Masa molara a combustibilului [-]  
% Aerul minim necesar arderii a 1 kg de combustibil [kmol aer/kg.comb]  
Lmin = 1/0.21*(c/12 + h/4 - o/32)=0.5073  
  
% Cantitatea de aer necesara arderii [kmol aer/kg.comb]  
L = lamda * Lmin=0.4312  
% Cantitatea de incarcatura proaspata, raportata la 1 kg de combustibil  
[kmol aer/kg.comb]  
M1 = lamda * Lmin + Mc = 0.4400  
% Coeficientul teoretic de variatie molara a incarcaturii(lamda<1) [-]  
miu_0 = (0.79*lamda*Lmin + h/2+ c/12)/(lamda * Lmin + Mc) = 1.0973  
% Coeficientul real de variatie molara a incarcaturii proaspata rezultata[-]  
miu_f = (miu_0 + gamma_r) / (1 + gamma_r) = 1.0932  
% Caldura specifica molara medie a amestecului initial [kJ / kmol K]  
C_mv = 20 +(17.4*(10^-3)*Tc)=33.6588
```

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

```
% Caldura specifica degajata de arederea incompleta [kJ/kg]
Qai = QI-61000*(1-lamda)=34350
% Temperatura la sfarsitul arderii rezulta [ K ]
Tz = 2945;
% Caldura specifica molara medie a gazelor (lamda<1)[kJ / kmol K]
C_mv2 = (18.4+2.6*lamda)+(15.5 + 13.8*lamda)*10^-4*Tz=28.6292
% Presiunea la sfarsitul arderii [N/m2]
pz = pc * miu_f* Tz / Tc =8.1557e+06
phi_z = 0.95; % Coeficientul de corectie al presiunii [-]
% Presiunea la sfarsitul arderii [N/m2]
pz1 = phi_z*pz = 7.7479e+06
% Coeficientul de crestere [-]
pi = pz/pc=4.1011
```

### 3.5. CALCULUL PROCESUL DE DESTINDERE

```
%.....Calculul procesului de destindere-----
%......
n2 = 1.25; %Coeficientul politropic al destinderii [-]
% Presiunea la sfarsitul destinderii [N/m2]
pb = pz / rc^n2 = 4.0712e+05
% Temperatura la sfarsitul destinderii
Tb = Tz / rc^(n2-1)=1.6171e+03
```

### 3.6. CALCULUL PARAMETRII PRINCIPALI AI MOTORULUI

```
%.....Calculul parametrilor principali ai motorului-----
%......
miu_r = 0.96 % Coeficientul de rotunjire a diagramei [-]
eta_m = 0.8 % Randament mecanic [-]

% Presiunea medie a ciclului teoretic [N/m2]
p11 = (pc/(rc-1))*((pi/(n2-1))*(1-1/rc^(n2-1))-(1/(n1-1))*(1-1/rc^(n1-1)))=1.1449e+06
pI = miu_r * p11=1.0991e+06
% Randamentul indicat al motorului [-]
eta_i = 8.314 * pI * M1 * T / (p0 * etaV * QI)=0.3466
% Presiunea medie efectiva [N/m2]
pe = eta_m * pI=8.7927e+05=8.7927e+05
% Randamentul efectiv al motorului [-]
eta_e = eta_m * eta_i=0.2773
% Consumul specific efectiv de combustibil [g/kW*h]
g_e = 36000/(eta_e * QI)=2.9845
```

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

### 3.7. TRASAREA DIAGRAIMEI INDICATE ȘI CALCULUL PARAMETRILOR ENERGETICI INDICAȚI

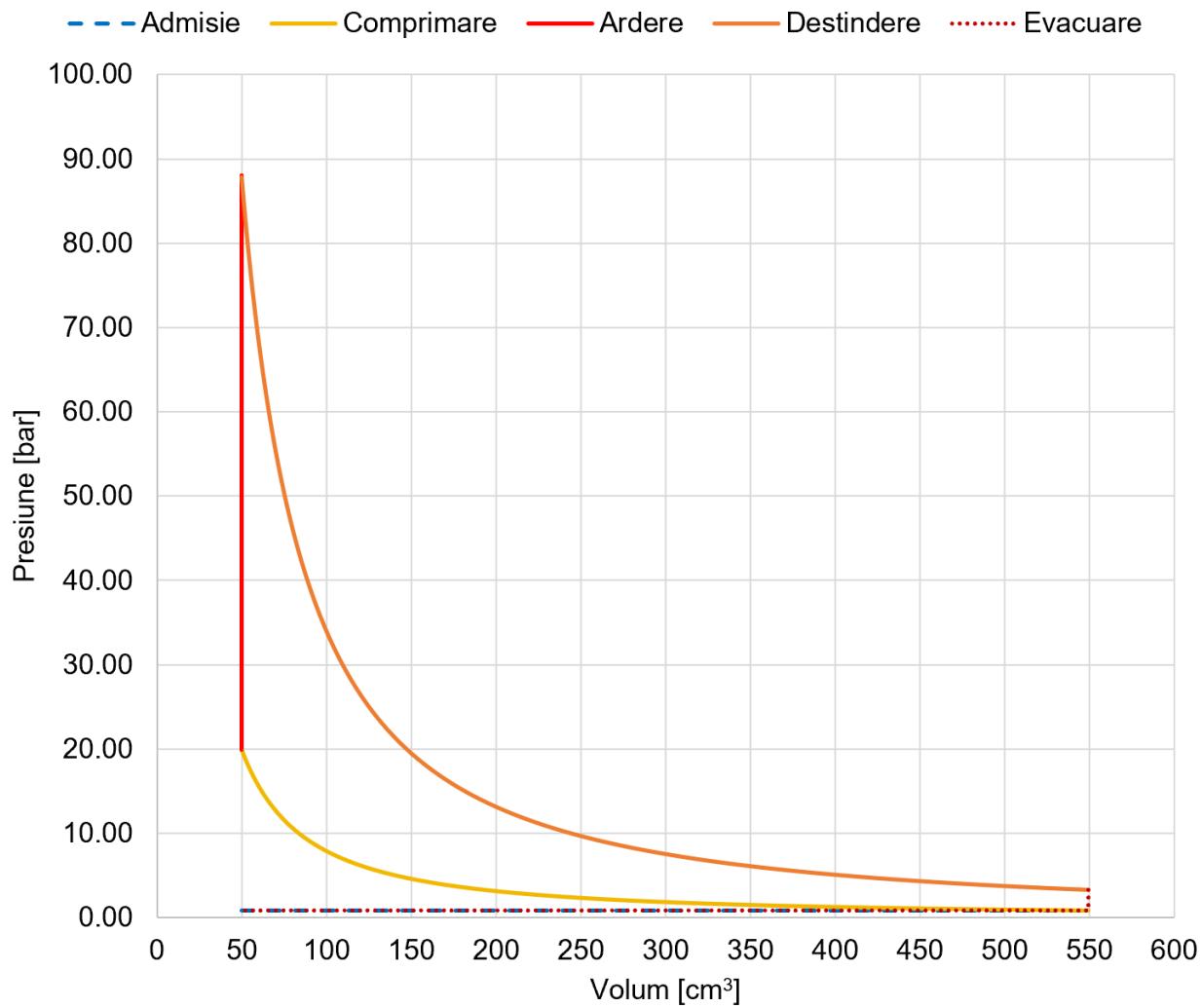


Fig 3.7.1 Diagrama Indicata

## BUFNITELE DIN SALA DE LECTURĂ

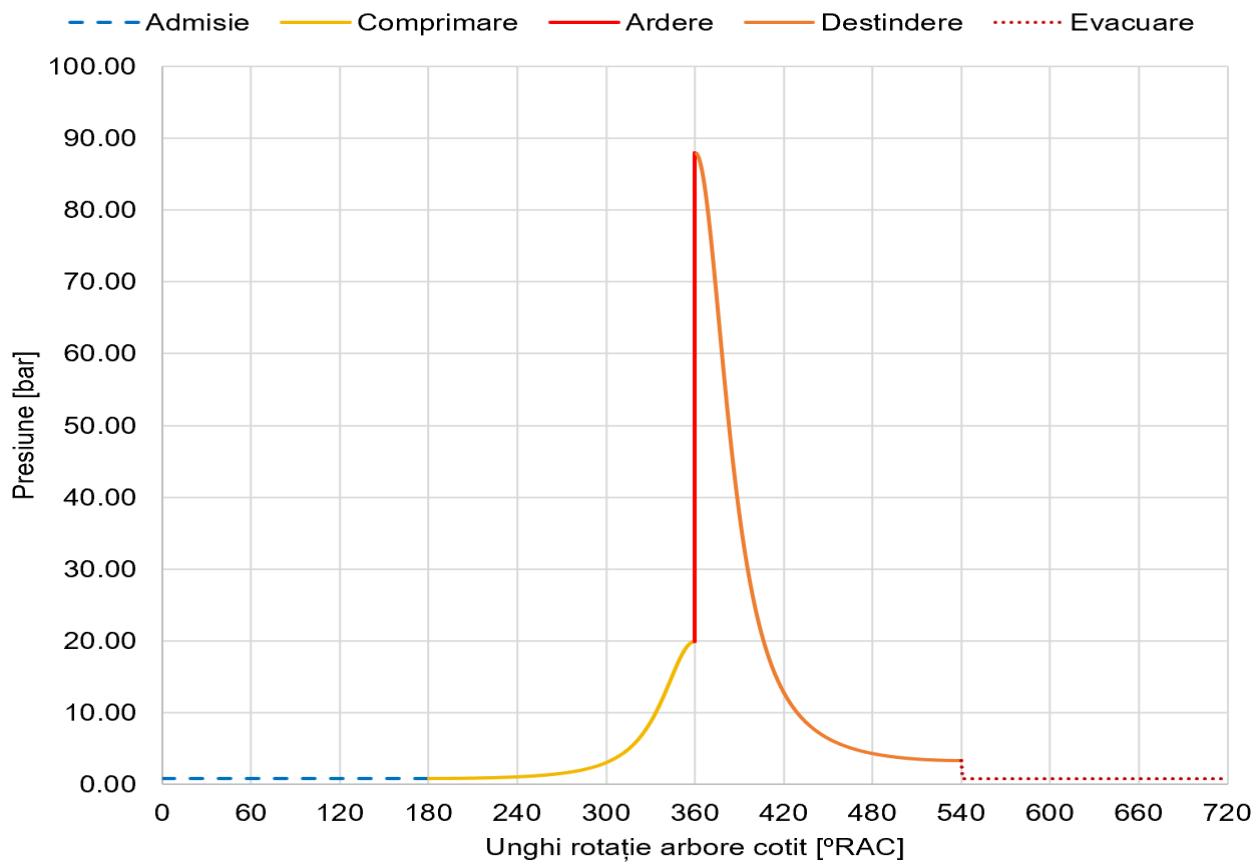


Fig 3.7.2 Presiunea din camera de ardere în funcție de fazele distribuției

## 4. SIMULAREA UNUI MAS

Proiectul a fost realizat pe un model 1D de motor. Acesta model definește un motor în 4 cilindri, aspirat natural, are capacitatea cilindrică de 1997 cm<sup>3</sup>, dezvoltă puterea nominală de 116 kW la turația de 6000 RPM și cuplul maxim de 196 N·m la 4500 RPM

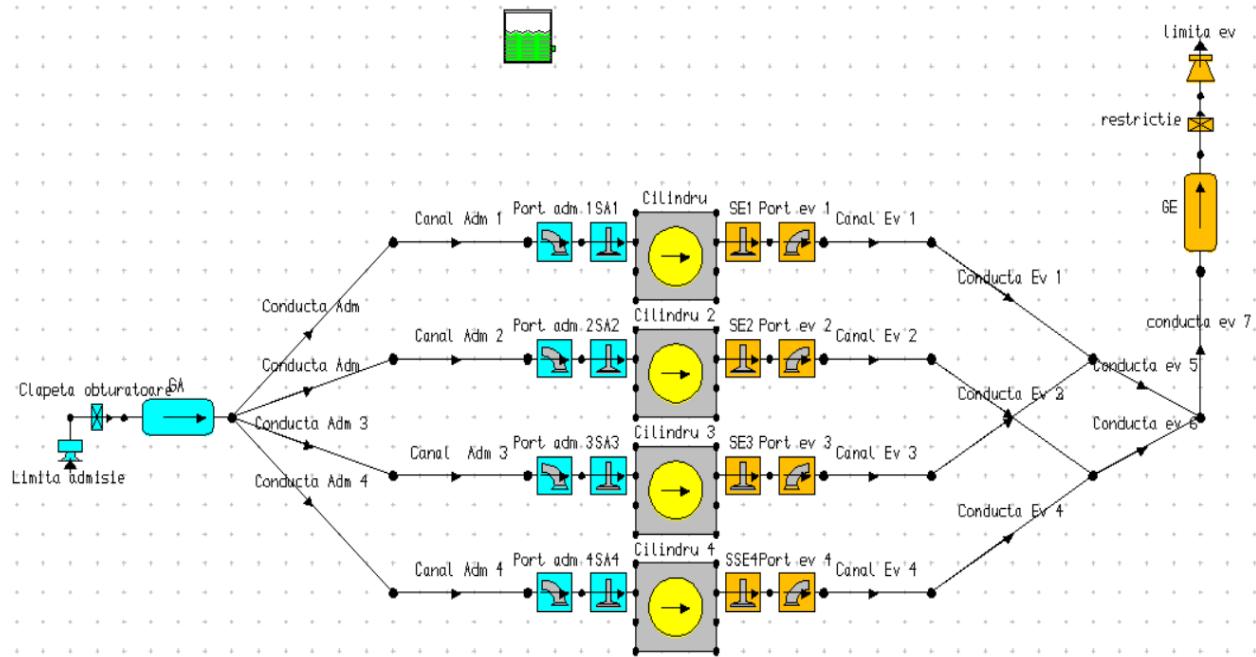


Fig 4.1 MODELUL INITIAL DE MOTOR

### PARAMETRII MOTORULUI

Label	Cilindru
Bore (mm)	87.0000
Stroke (mm)	84.0000
Cyl Swept Volume (l)	0.49935
Total Swept Volume (l)	1.99741
Con-rod Length (mm)	130.00
Pin Off-Set (mm)	0.00
Compression Ratio	11.00
Clearance Volume (l)	0.049935
Phase (ATDC)	0.00

Fig 4.2 CILINDRU

Label	SA1
Valve Open (deg)	15.00
Valve Close (deg)	60.00
Dwell at Max (deg)	0.0
Max Lift (mm)	8.500
MOP (deg)	112.38
Lift Option	Fast Lift Polynomial Lift C
Lift Option Data	
Data Action	Scale

Fig 4.3 SUPAPA DE EVACUARE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>Port adm 1</td></tr> <tr><td>No. of Valves</td><td>2</td></tr> <tr><td>Valve Throat Dia (mm)</td><td>28.000</td></tr> <tr><td>Port Type</td><td>User Curve (common)</td></tr> <tr><td>Port Data</td><td></td></tr> <tr><td>Harness Connector</td><td>Off</td></tr> </table>	Label	Port adm 1	No. of Valves	2	Valve Throat Dia (mm)	28.000	Port Type	User Curve (common)	Port Data		Harness Connector	Off
Label	Port adm 1												
No. of Valves	2												
Valve Throat Dia (mm)	28.000												
Port Type	User Curve (common)												
Port Data													
Harness Connector	Off												

Fig 4 4 PORT DE ADDMISIE

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>GA</td></tr> <tr><td>Volume (litres)</td><td>2.5000</td></tr> <tr><td>Surface Area (mm.)</td><td>1.0000e+003</td></tr> <tr><td>Wall Temperature (°C)</td><td>20.0000</td></tr> <tr><td>Plenum HTC (W/m<sub>x</sub>/K)</td><td>0.00</td></tr> <tr><td>Harness Connector</td><td>Off</td></tr> </table>	Label	GA	Volume (litres)	2.5000	Surface Area (mm.)	1.0000e+003	Wall Temperature (°C)	20.0000	Plenum HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	0.00	Harness Connector	Off
Label	GA												
Volume (litres)	2.5000												
Surface Area (mm.)	1.0000e+003												
Wall Temperature (°C)	20.0000												
Plenum HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	0.00												
Harness Connector	Off												

Fig 4 5 GALERIE DE ADMISIE

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>SE1</td></tr> <tr><td>Valve Open (deg)</td><td>40.00</td></tr> <tr><td>Valve Close (deg)</td><td>20.00</td></tr> <tr><td>Dwell at Max (deg)</td><td>0.0</td></tr> <tr><td>Max Lift (mm)</td><td>8.000</td></tr> <tr><td>MOP (deg)</td><td>-90.00</td></tr> <tr><td>Lift Option</td><td>Fast Lift Polynomial Lift C.</td></tr> </table>	Label	SE1	Valve Open (deg)	40.00	Valve Close (deg)	20.00	Dwell at Max (deg)	0.0	Max Lift (mm)	8.000	MOP (deg)	-90.00	Lift Option	Fast Lift Polynomial Lift C.
Label	SE1														
Valve Open (deg)	40.00														
Valve Close (deg)	20.00														
Dwell at Max (deg)	0.0														
Max Lift (mm)	8.000														
MOP (deg)	-90.00														
Lift Option	Fast Lift Polynomial Lift C.														

Fig 4 6 SUPAPA DE EVACUARE

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>Port ev 1</td></tr> <tr><td>No. of Valves</td><td>2</td></tr> <tr><td>Valve Throat Dia (mm)</td><td>28.000</td></tr> <tr><td>Port Type</td><td>Default Good Port</td></tr> <tr><td>Port Data</td><td></td></tr> <tr><td>Harness Connector</td><td>Off</td></tr> </table>	Label	Port ev 1	No. of Valves	2	Valve Throat Dia (mm)	28.000	Port Type	Default Good Port	Port Data		Harness Connector	Off
Label	Port ev 1												
No. of Valves	2												
Valve Throat Dia (mm)	28.000												
Port Type	Default Good Port												
Port Data													
Harness Connector	Off												

Fig 4 7 PORT DE EVACUARE

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>GE</td></tr> <tr><td>Volume (litres)</td><td>3.0000</td></tr> <tr><td>Surface Area (mm.)</td><td>1.5000e+003</td></tr> <tr><td>Wall Temperature (°C)</td><td>100.0000</td></tr> <tr><td>Plenum HTC (W/m<sub>x</sub>/K)</td><td>0.00</td></tr> <tr><td>Harness Connector</td><td>Off</td></tr> </table>	Label	GE	Volume (litres)	3.0000	Surface Area (mm.)	1.5000e+003	Wall Temperature (°C)	100.0000	Plenum HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	0.00	Harness Connector	Off
Label	GE												
Volume (litres)	3.0000												
Surface Area (mm.)	1.5000e+003												
Wall Temperature (°C)	100.0000												
Plenum HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	0.00												
Harness Connector	Off												

Fig 4 8 GALERIE DE EVACURE

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>restrictie</td></tr> <tr><td>Throttle Type</td><td>Simple Area</td></tr> <tr><td>Discharge Data Type</td><td>CF Fixed Value</td></tr> <tr><td>Discharge Directionality</td><td>Common</td></tr> <tr><td>Discharge CF</td><td>1.0000</td></tr> <tr><td>Minimum C.S.A (mm.)</td><td>1345.00</td></tr> <tr><td>Equiv. Diameter (mm)</td><td>41.382</td></tr> </table>	Label	restrictie	Throttle Type	Simple Area	Discharge Data Type	CF Fixed Value	Discharge Directionality	Common	Discharge CF	1.0000	Minimum C.S.A (mm.)	1345.00	Equiv. Diameter (mm)	41.382
Label	restrictie														
Throttle Type	Simple Area														
Discharge Data Type	CF Fixed Value														
Discharge Directionality	Common														
Discharge CF	1.0000														
Minimum C.S.A (mm.)	1345.00														
Equiv. Diameter (mm)	41.382														

Fig 4 9 RESTRICTIE DE EVACUARE

	<table border="1"> <tr><td>Label</td><td>limita ev</td></tr> <tr><td>Exit Temp Initialisation</td><td>Use Cyl 1 at EVO</td></tr> <tr><td>Boundary Data</td><td></td></tr> <tr><td>Harness Connector</td><td>Off</td></tr> </table>	Label	limita ev	Exit Temp Initialisation	Use Cyl 1 at EVO	Boundary Data		Harness Connector	Off
Label	limita ev								
Exit Temp Initialisation	Use Cyl 1 at EVO								
Boundary Data									
Harness Connector	Off								

Fig 4 10 LIMITA DE EVACUARE

	<table border="1"> <tr><td>Total Length (mm)</td><td>200.00</td></tr> <tr><td>No. of Diameters</td><td>2</td></tr> <tr><td>Start Diameter (mm)</td><td>53.000</td></tr> <tr><td>End Diameter (mm)</td><td>53.000</td></tr> <tr><td>Pipe Graphical Display</td><td></td></tr> <tr><td>Pipe Volume (l)</td><td>0.4412</td></tr> <tr><td>Surface Area (mm.)</td><td>3.3301e+004</td></tr> <tr><td>No. of Meshes</td><td>14</td></tr> <tr><td>Wall Thickness (mm)</td><td>1.000</td></tr> <tr><td>Cooling Type</td><td>Air Cooled</td></tr> <tr><td>Temperature (°C)</td><td>20.00</td></tr> <tr><td>Ext. HTC (W/m<sub>x</sub>/K)</td><td>20.00</td></tr> <tr><td>Wall Material</td><td>Steel</td></tr> </table>	Total Length (mm)	200.00	No. of Diameters	2	Start Diameter (mm)	53.000	End Diameter (mm)	53.000	Pipe Graphical Display		Pipe Volume (l)	0.4412	Surface Area (mm.)	3.3301e+004	No. of Meshes	14	Wall Thickness (mm)	1.000	Cooling Type	Air Cooled	Temperature (°C)	20.00	Ext. HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	20.00	Wall Material	Steel
Total Length (mm)	200.00																										
No. of Diameters	2																										
Start Diameter (mm)	53.000																										
End Diameter (mm)	53.000																										
Pipe Graphical Display																											
Pipe Volume (l)	0.4412																										
Surface Area (mm.)	3.3301e+004																										
No. of Meshes	14																										
Wall Thickness (mm)	1.000																										
Cooling Type	Air Cooled																										
Temperature (°C)	20.00																										
Ext. HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	20.00																										
Wall Material	Steel																										

Fig 4 11 CONDUCTA DE EVACUARE

	<table border="1"> <tr><td>Total Length (mm)</td><td>100.00</td></tr> <tr><td>All Dimensions</td><td></td></tr> <tr><td>Dimension Summary</td><td></td></tr> <tr><td>No. of Diameters</td><td>2</td></tr> <tr><td>Start Diameter (mm)</td><td>39.000</td></tr> <tr><td>End Diameter (mm)</td><td>39.000</td></tr> <tr><td>Pipe Graphical Display</td><td></td></tr> <tr><td>Pipe Volume (l)</td><td>0.1195</td></tr> <tr><td>Surface Area (mm.)</td><td>1.2252e+004</td></tr> <tr><td>No. of Meshes</td><td>7</td></tr> <tr><td>Wall Thickness (mm)</td><td>4.000</td></tr> <tr><td>Cooling Type</td><td>Water Cooled, (Engi</td></tr> <tr><td>Temperature (°C)</td><td>99.85</td></tr> <tr><td>Ext. HTC (W/m<sub>x</sub>/K)</td><td>5000.00</td></tr> <tr><td>Wall Material</td><td>Aluminium</td></tr> </table>	Total Length (mm)	100.00	All Dimensions		Dimension Summary		No. of Diameters	2	Start Diameter (mm)	39.000	End Diameter (mm)	39.000	Pipe Graphical Display		Pipe Volume (l)	0.1195	Surface Area (mm.)	1.2252e+004	No. of Meshes	7	Wall Thickness (mm)	4.000	Cooling Type	Water Cooled, (Engi	Temperature (°C)	99.85	Ext. HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	5000.00	Wall Material	Aluminium
Total Length (mm)	100.00																														
All Dimensions																															
Dimension Summary																															
No. of Diameters	2																														
Start Diameter (mm)	39.000																														
End Diameter (mm)	39.000																														
Pipe Graphical Display																															
Pipe Volume (l)	0.1195																														
Surface Area (mm.)	1.2252e+004																														
No. of Meshes	7																														
Wall Thickness (mm)	4.000																														
Cooling Type	Water Cooled, (Engi																														
Temperature (°C)	99.85																														
Ext. HTC (W/m <sub>x</sub> /K)	5000.00																														
Wall Material	Aluminium																														

Fig 4 12 CONDUCTA DE ADMISIE

## BUFNITELE DIN SALA DE LECTURĂ

Dat fiind că motorul implementat în acest proiect a fost un model 1D, nu a fost necesară validarea datelor de intrare. Astfel rezultatele obținute în urma primei simulări au fost luate drept rezultate de referință pentru simulările de optimizare a puterii, momentului motor, BSFC, BMEP și al coeficientului de umplere finale.

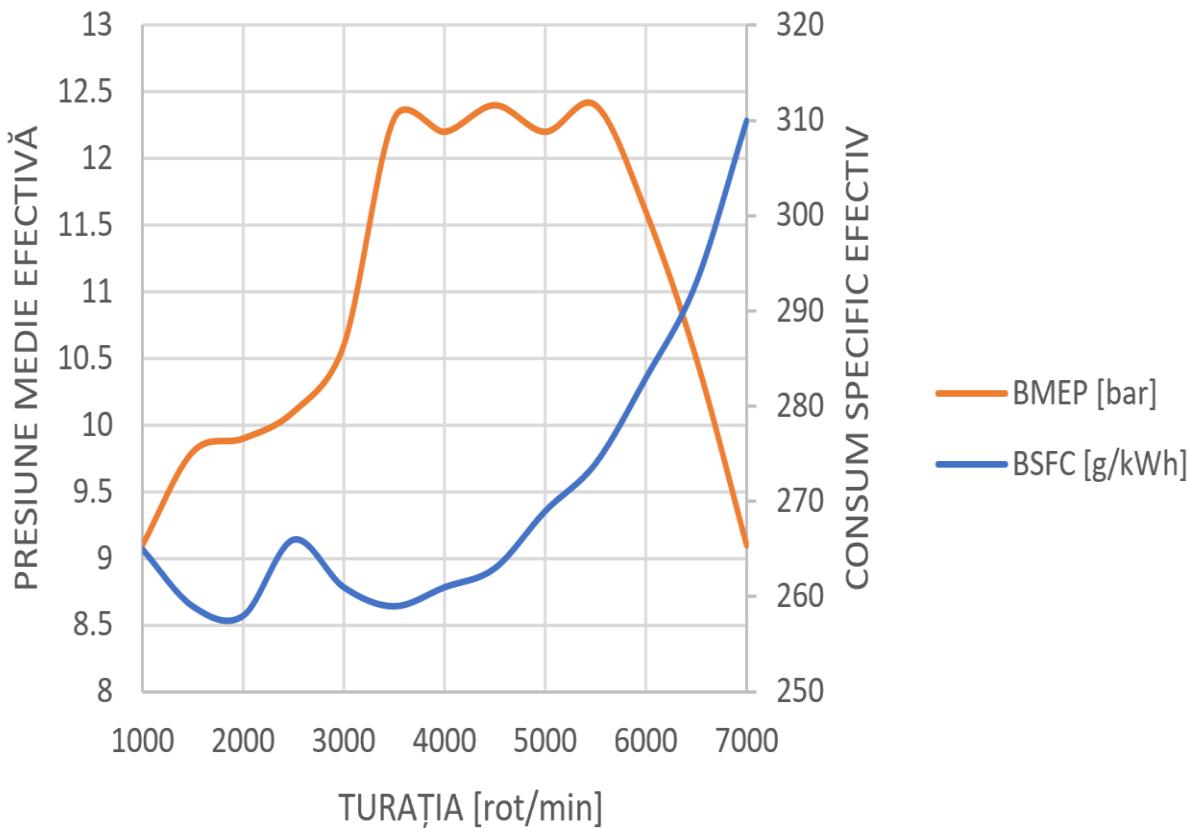


Fig 4 13 PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA ȘI CONSUMUL MEDIU EFECTIV ÎN FUNCȚIE DE TURAȚIE AL MODELULUI 1D

## BUFNITELE DIN SALA DE LECTURĂ

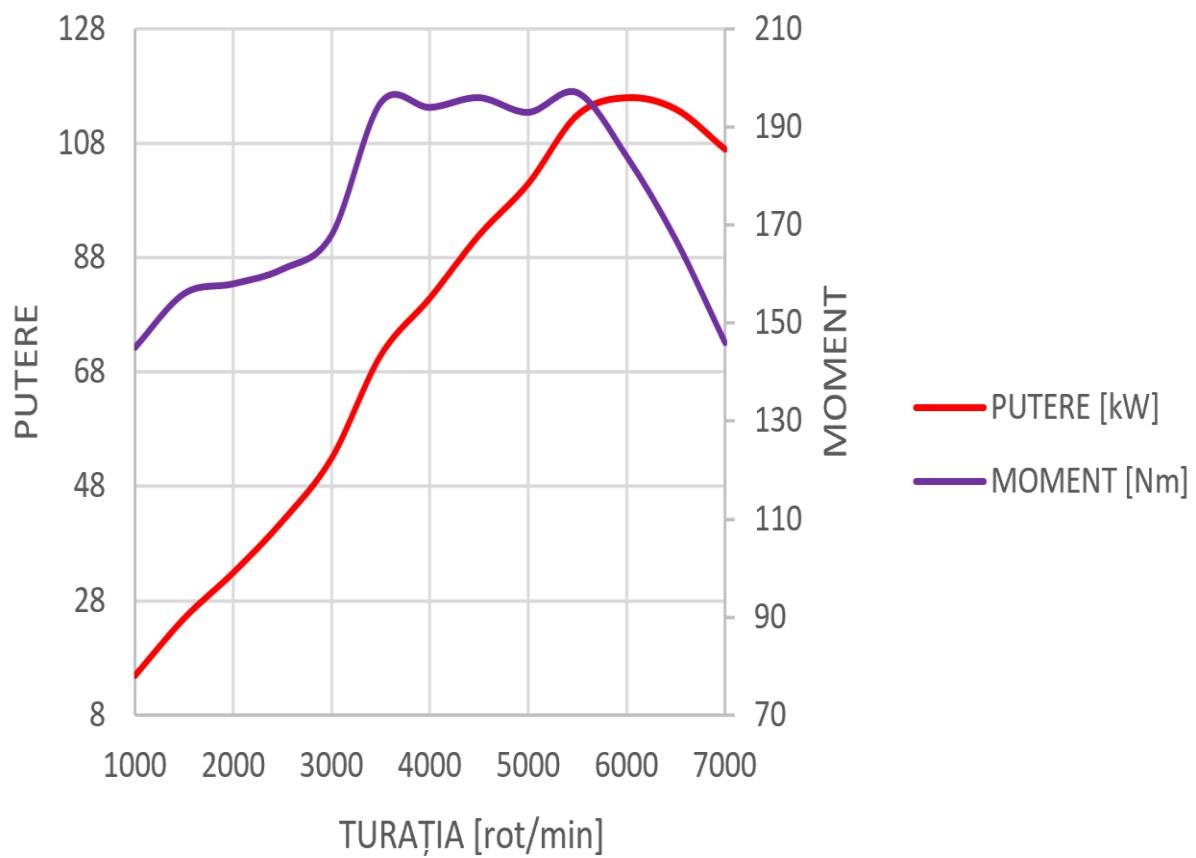


Fig 4 14 PUTEREA ȘI CUPPLUL MOTOR ÎN FUNCȚIE DE TURAȚIE AL MODELULUI 1D

## 5. REZULTATE SI DISCUȚII

În cadrul pasului de analiză parametrică a modelului de motor propus am urmărit obținerea unui consum specific de combustibil mai redus în timp ce mărim eficiența volumetrică, puterea și momentul motor al motorului raportat la valorile de bază a acestuia. Acest lucru îl vom obține prin implementarea sistemelor de tip CVVL, CVVT, și de variare a lungimii canalelor de admisie.

În urma analizei parametrice a motorului în care a fost implementat sistemul VVL am determinat că înălțimile de ridicare maximă a supapelor de admisie de: 2,5; 3,5; 4; 4,5; 6; 8,5 respectiv 12 mm sunt cele mai eficiente pentru plajele de turație de [1000;1850]; [1850;2400]; [2400;2700]; [2700;3000]; [3000;3200]; [3200;3500], respectiv [3500;7000] rot/min.

În urma analizei parametrice a motorului în care a fost implementat sistemul VVT am determinat că punctul maxim de deschidere a supapelor de admisie cu  $5^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $8^\circ$ ,  $24^\circ$ , respectiv  $18^\circ$  după PMS este cea mai eficientă pentru plajele de turație de [1000;2600]; [2600;3500]; [3500;5000]; [5000;5700], respectiv [5700;7000] rot/min

În urma analizei parametrice a motorului în care a fost implementat sistemul VVT am determinat că punctul maxim de închidere a supapelor de admisie cu  $50^\circ$ , respectiv  $70^\circ$  după PMS este cea mai eficientă pentru plajele de turație de [1000;5000], respectiv [5000;7000] rot/min

În urma analizei parametrice a motorului în care a fost implementat sistemul de lungime variabilă a canalelor de admisie, am determinat că lungimile de 700, respectiv 300 mm sunt cele mai eficiente pentru plajele de turație de [1000;4300], respectiv [4300;7000] rot/min

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

### 5.1. VARIȚIA LUNGIMII CANALELOR DE ADMISIE

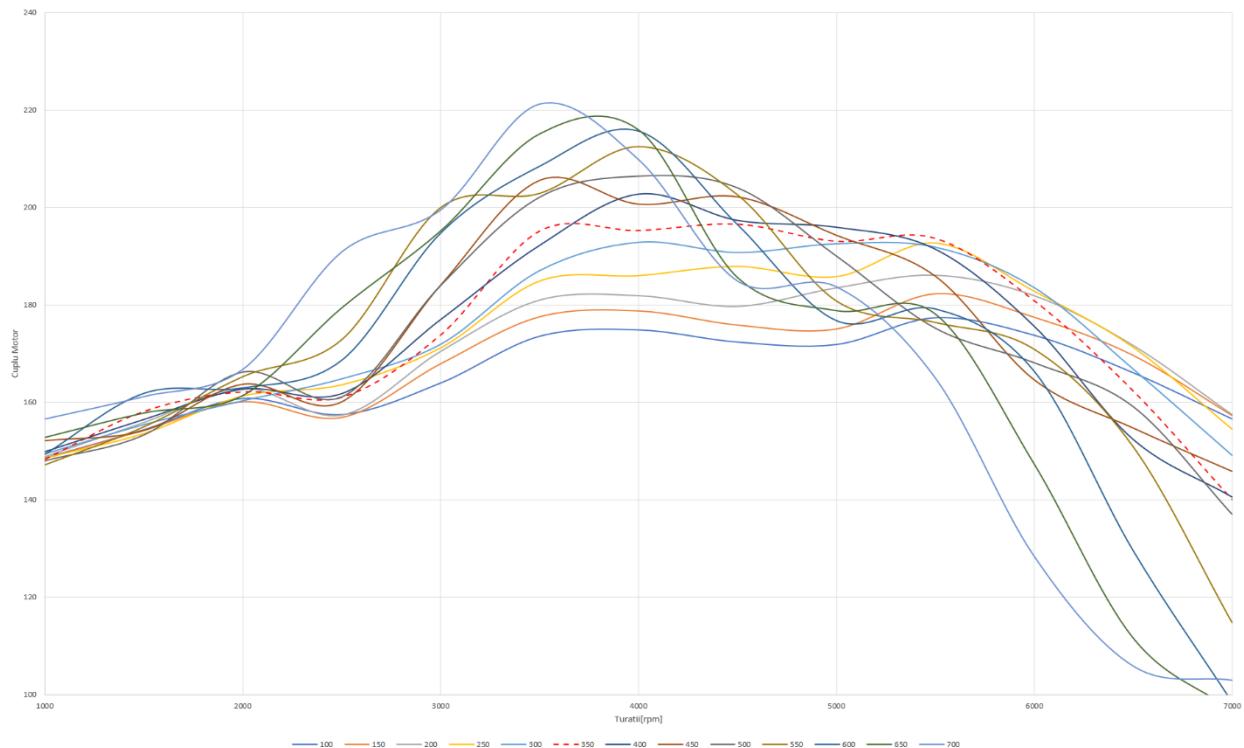


Fig 5.1.1 DIAGRAMA VARIATIEI MOMENTULUI ÎN FUNCȚIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE

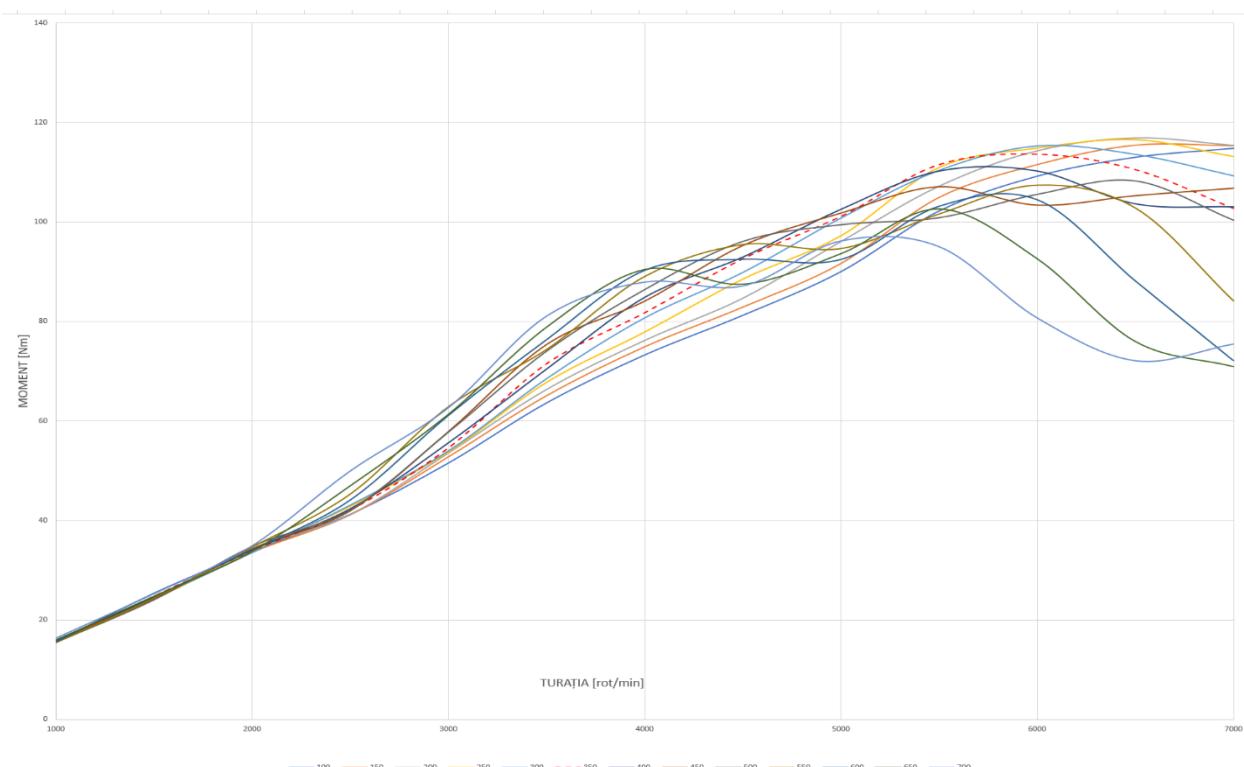


Fig 5.1.2 DIAGRAMA VARIATIEI PUTERII ÎN FUNCȚIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

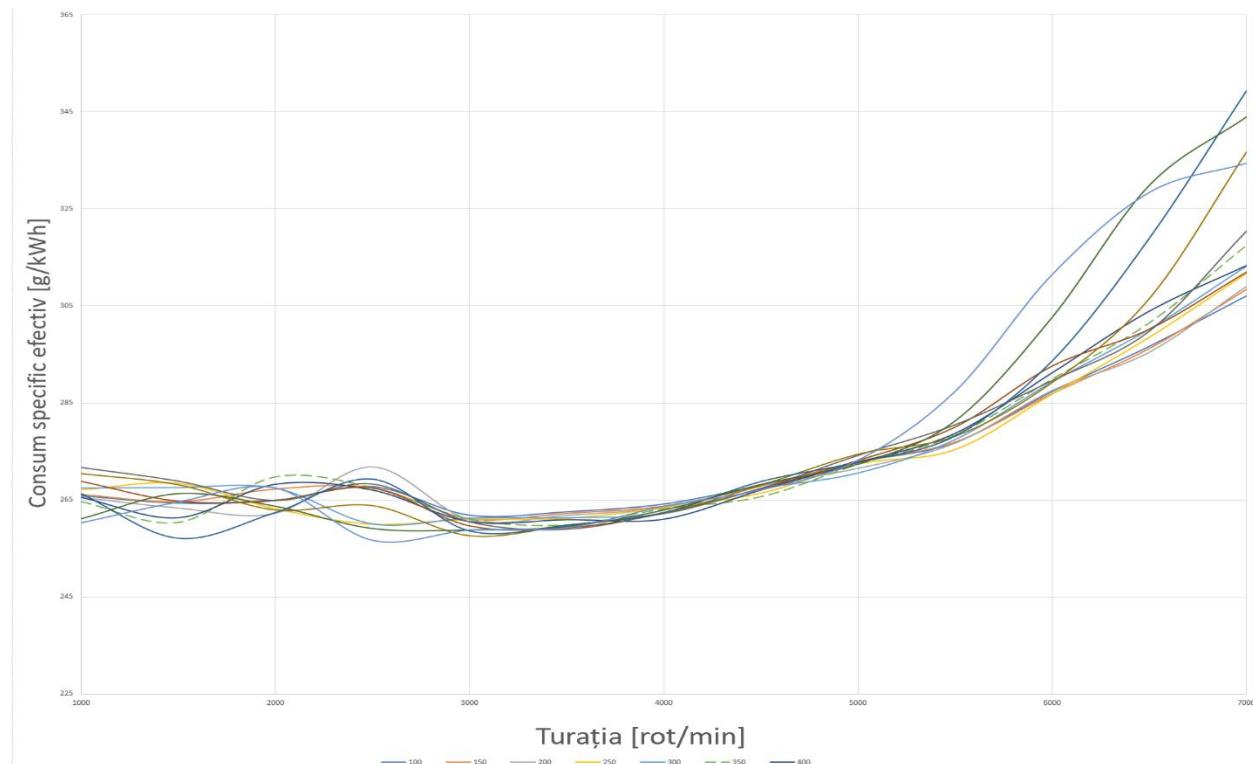


Fig 5.1 3 DIAGRAMA VARIATIEI CONSUMULUI SPECIFIC EFECTIV IN FUNCTIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE

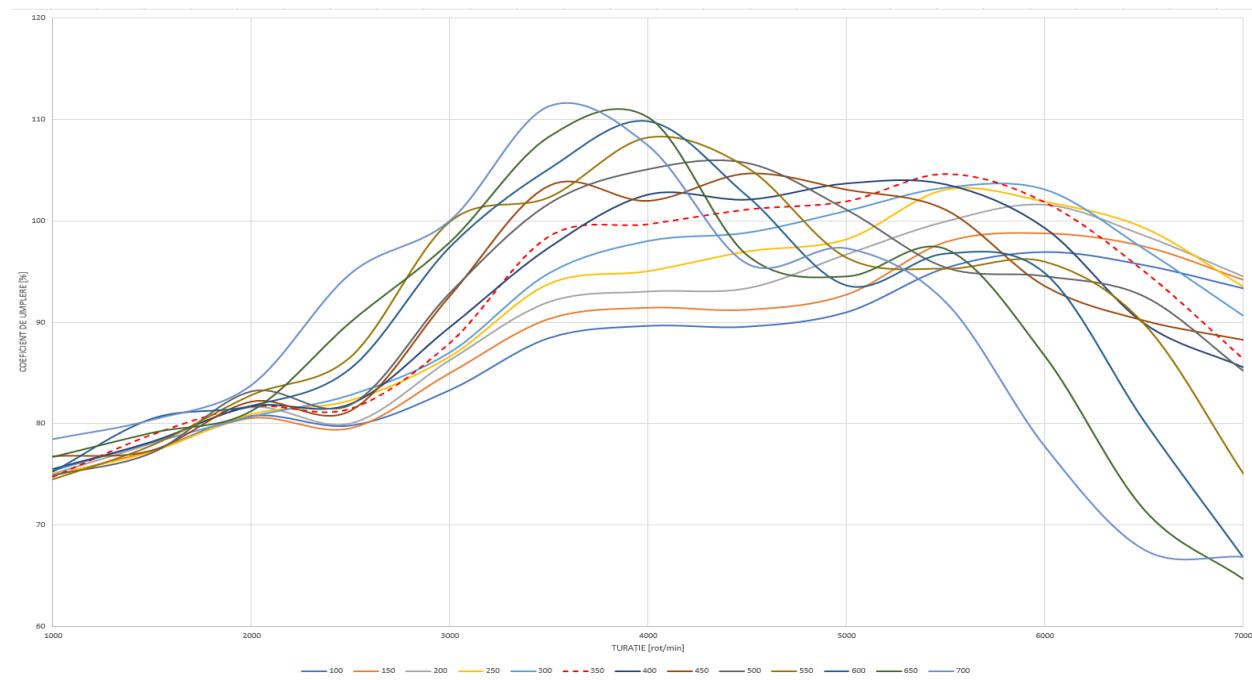


Fig 5.1 4 DIAGRAMA VARIATIEI COEFICIENTULUI VOLUMERTIC IN FUNCTIE DE LUNGIMEA CANALELOR DE ADMISE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

### 5.2. VARIAȚIA ÎNĂLȚIMII DE RIDICARE A SUPAPELOR DE ADMISIE

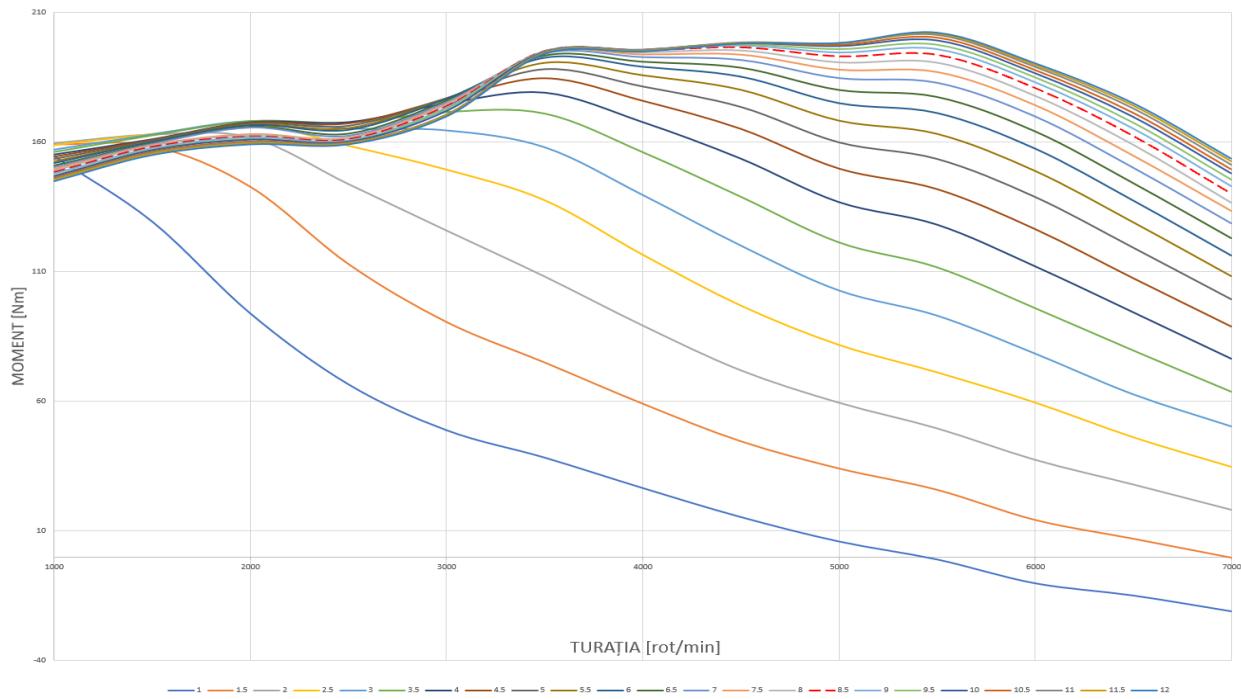


Fig 5.2 1 Diagrama Variației momentului în funcție de ridicarea supapelor

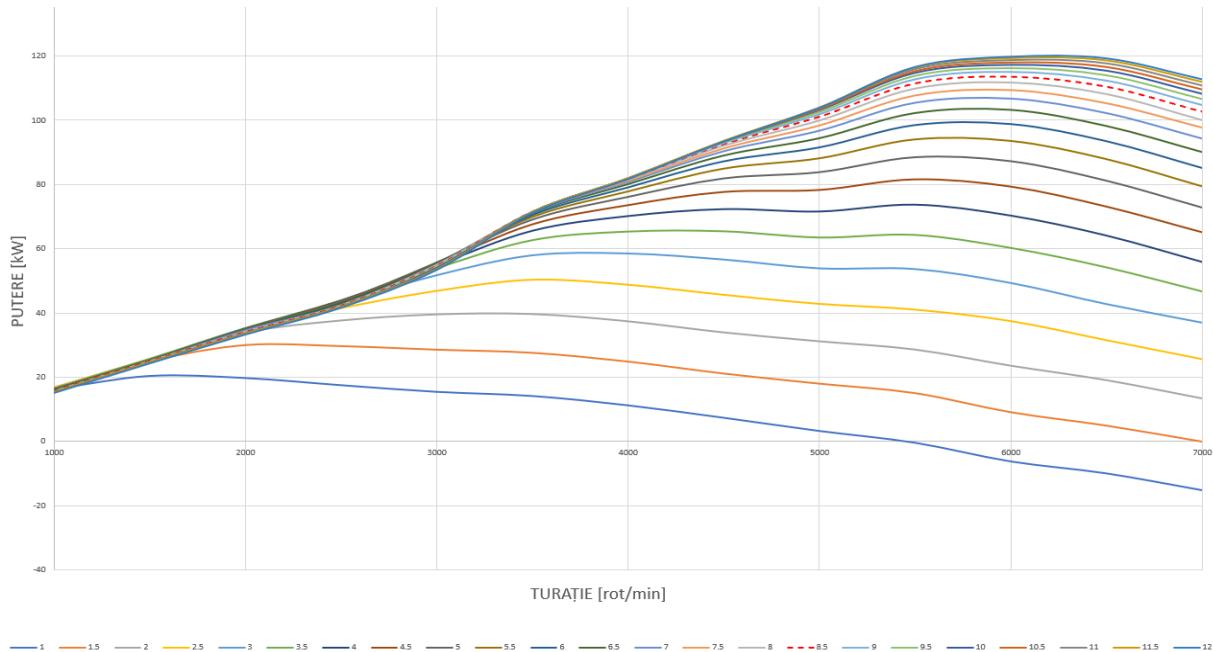


Fig 5.2 2 Diagrama Variației puterii în funcție de ridicarea supapelor

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

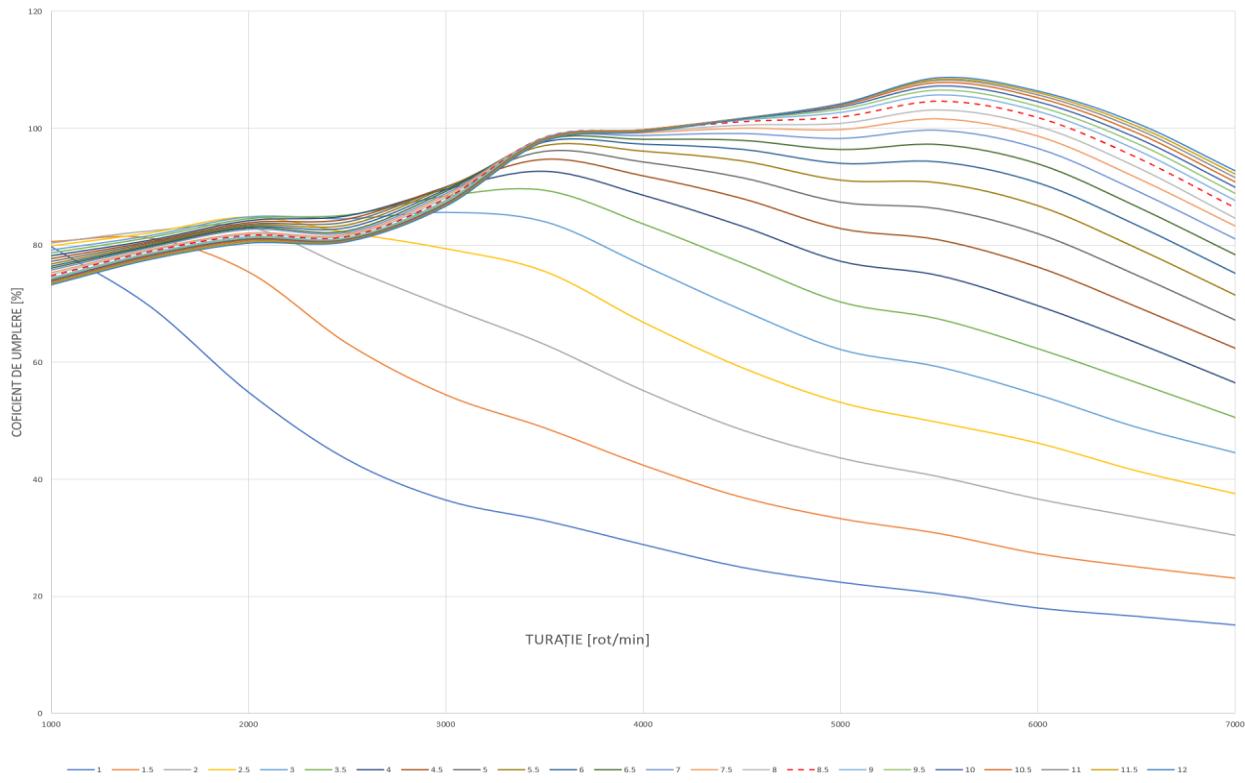


Fig 5.2.3 Diagrama Variația coeficientului de umplere în funcție de ridicarea supapelor

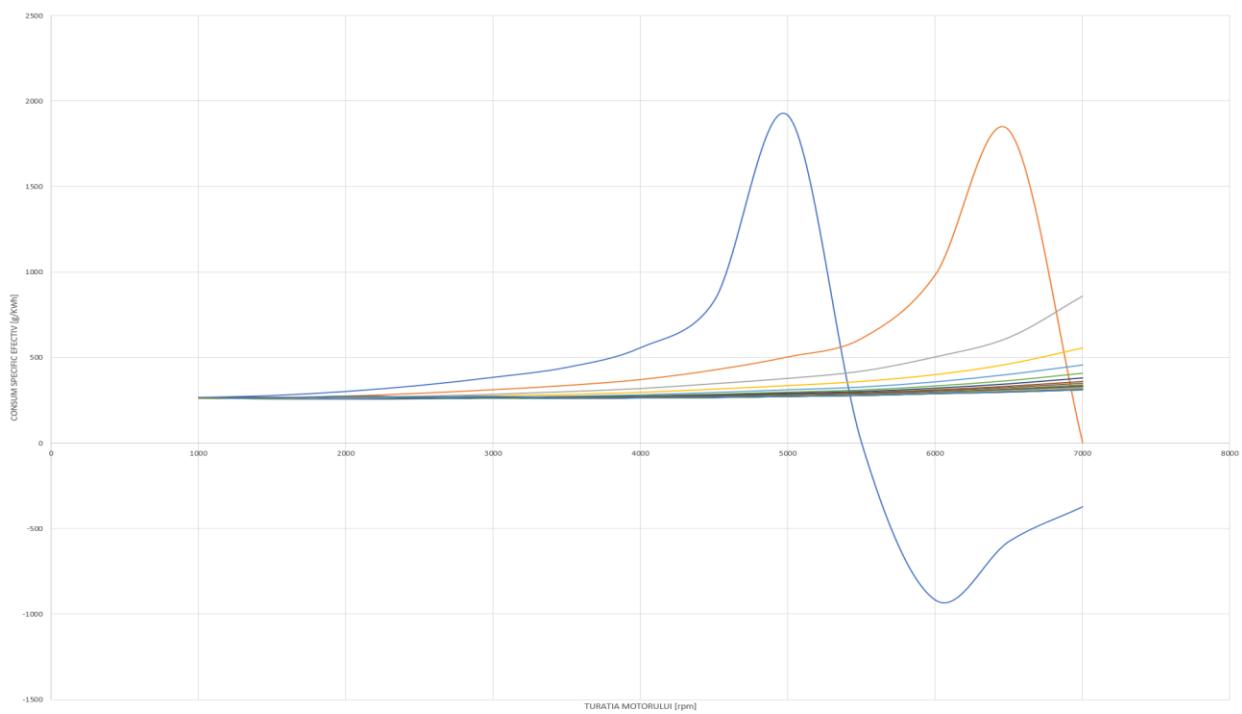


Fig 5.2.4 Variația consumului specific efectiv în funcție de ridicarea supapelor

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

### 5.3. VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE ȘI ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

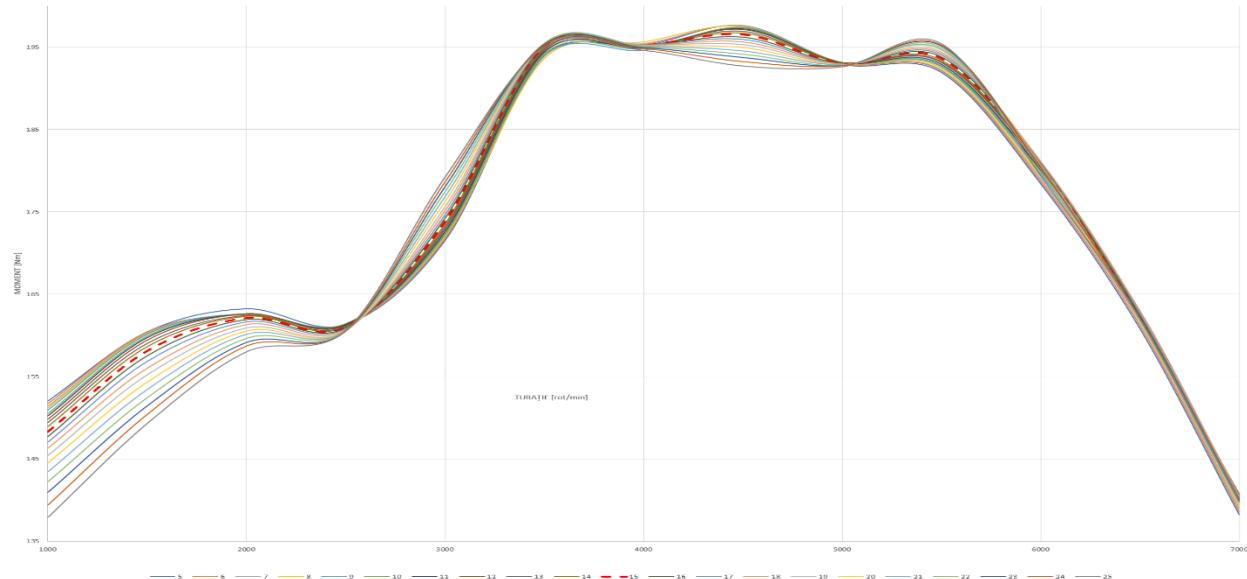


Fig 5.3.1 DIAGRAMA VARIATIEI MOMENTULUI CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

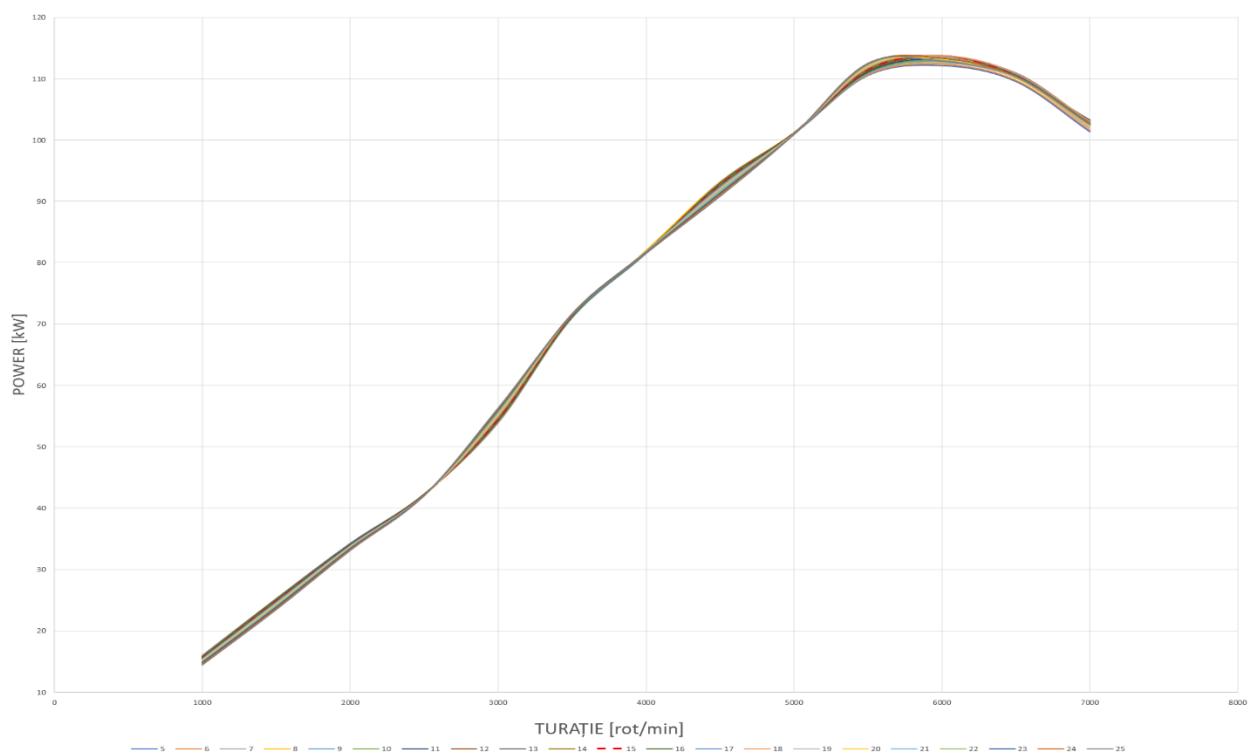


Fig 5.3.2 DIAGRAMA VARIATIEI PUTERII CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

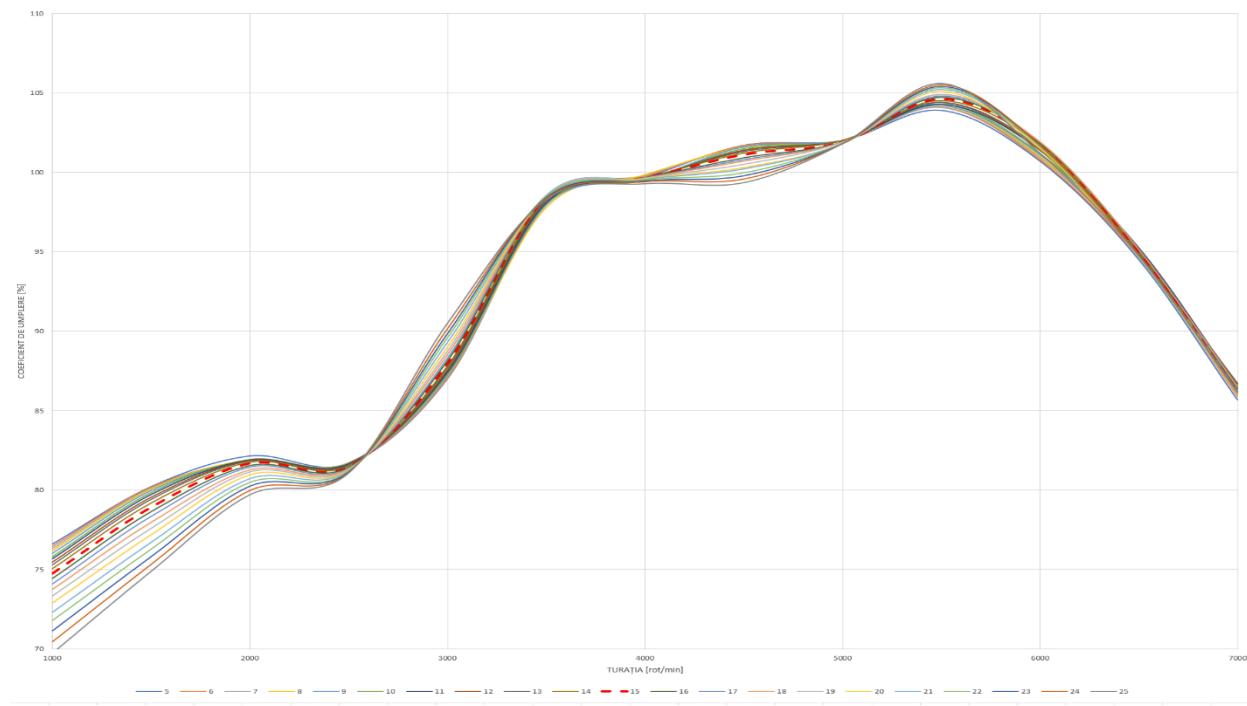


Fig 5.3.4 DIAGRAMA VARIATIEI COEFICIENTULUI VOLUMETRIC CU VARIAȚIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

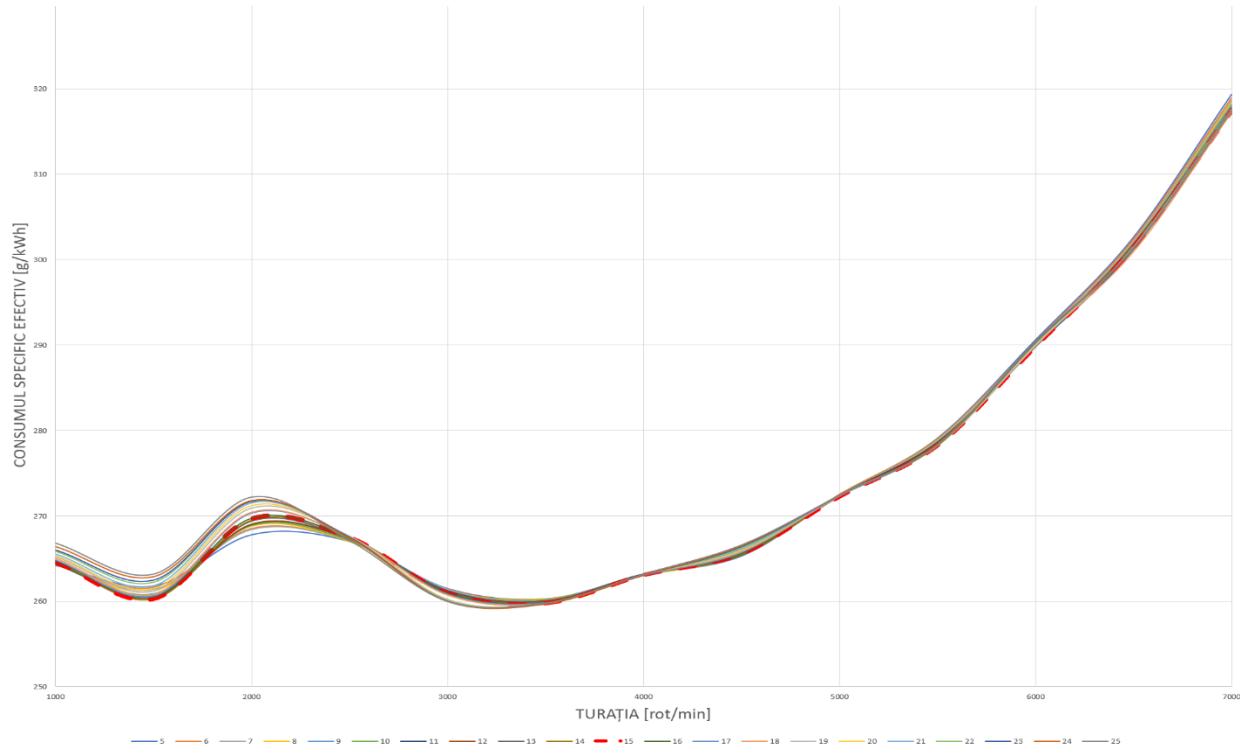


Fig 5.3.3 DIAGRAMA VARIATIEI COSNUMULUI SPECIFIC EFECTIV CU VARIAȚIA PUNCTULUI MAXIM DE DESCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

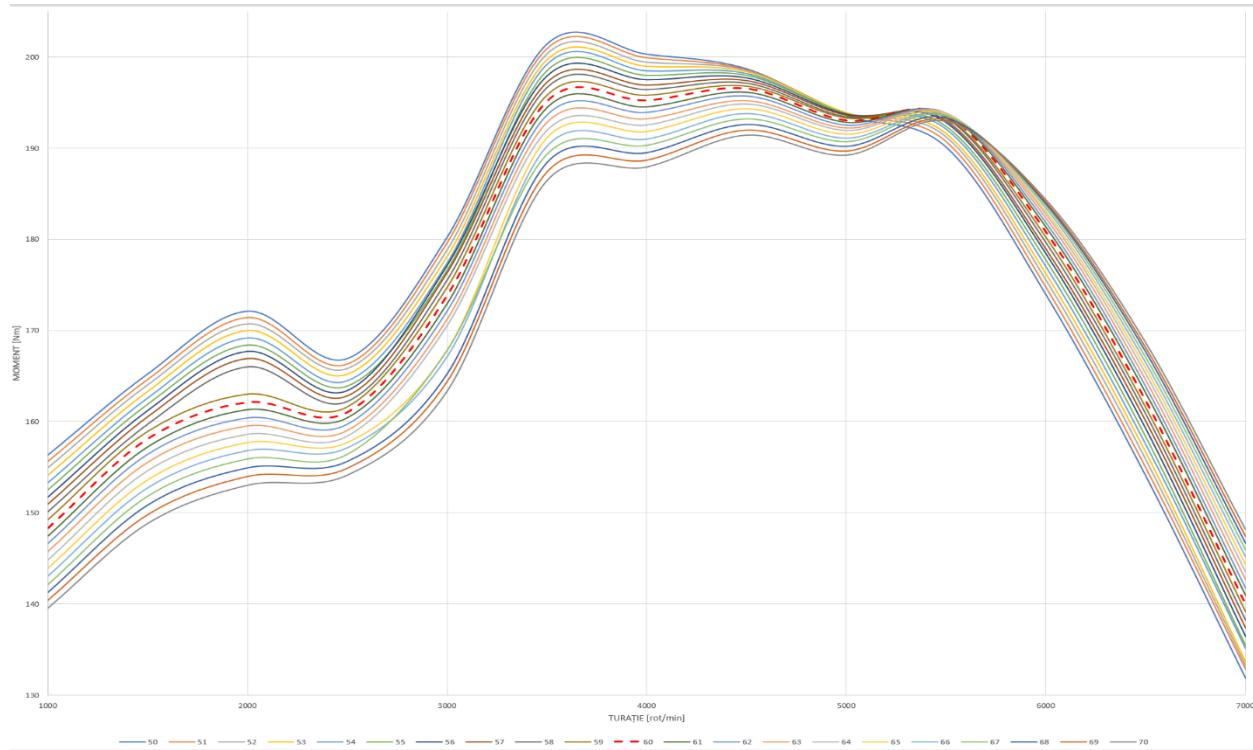


Fig 5.3.6 DIAGRAMA VARIATIEI MOMENTULUI CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

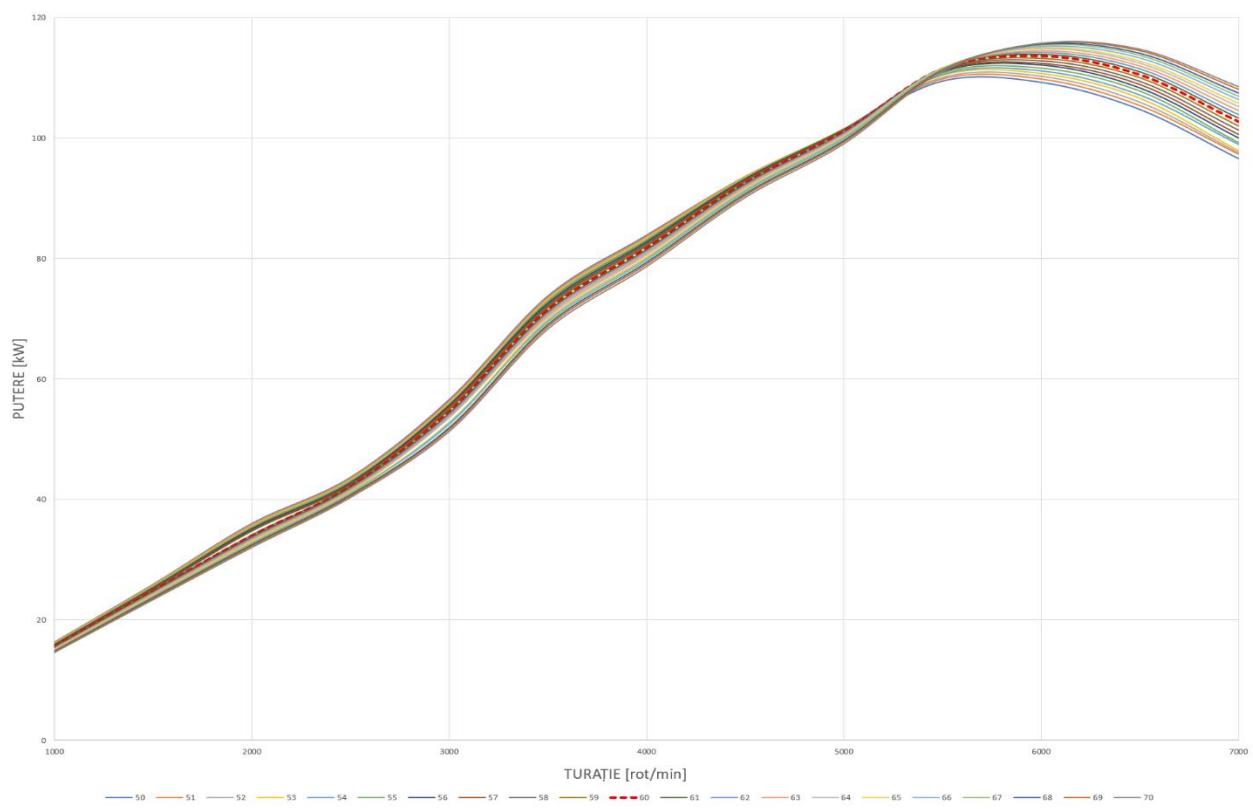


Fig 5.3.5 DIAGRAMA VARIATIEI PUTERII CU VARIATIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

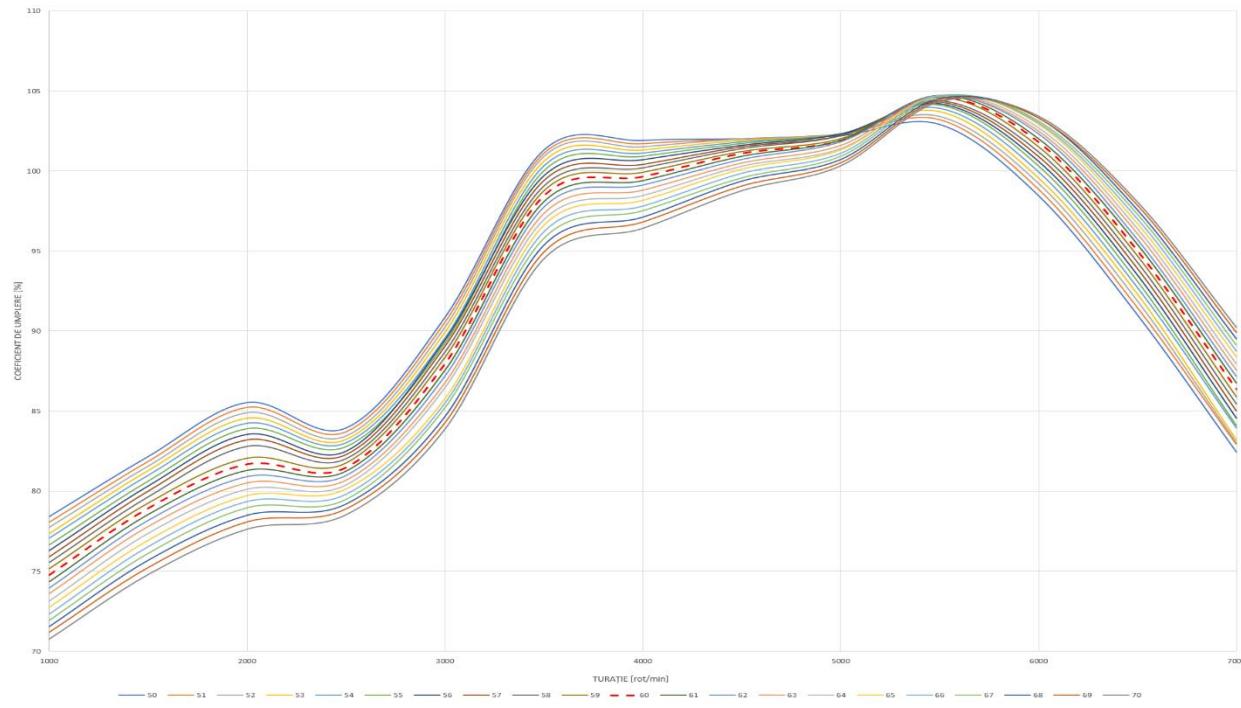


Fig 5.3 7 DIAGRAMA VARIATIEI COEFICIENTULUI VOLUMETRI CU VARIAȚIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

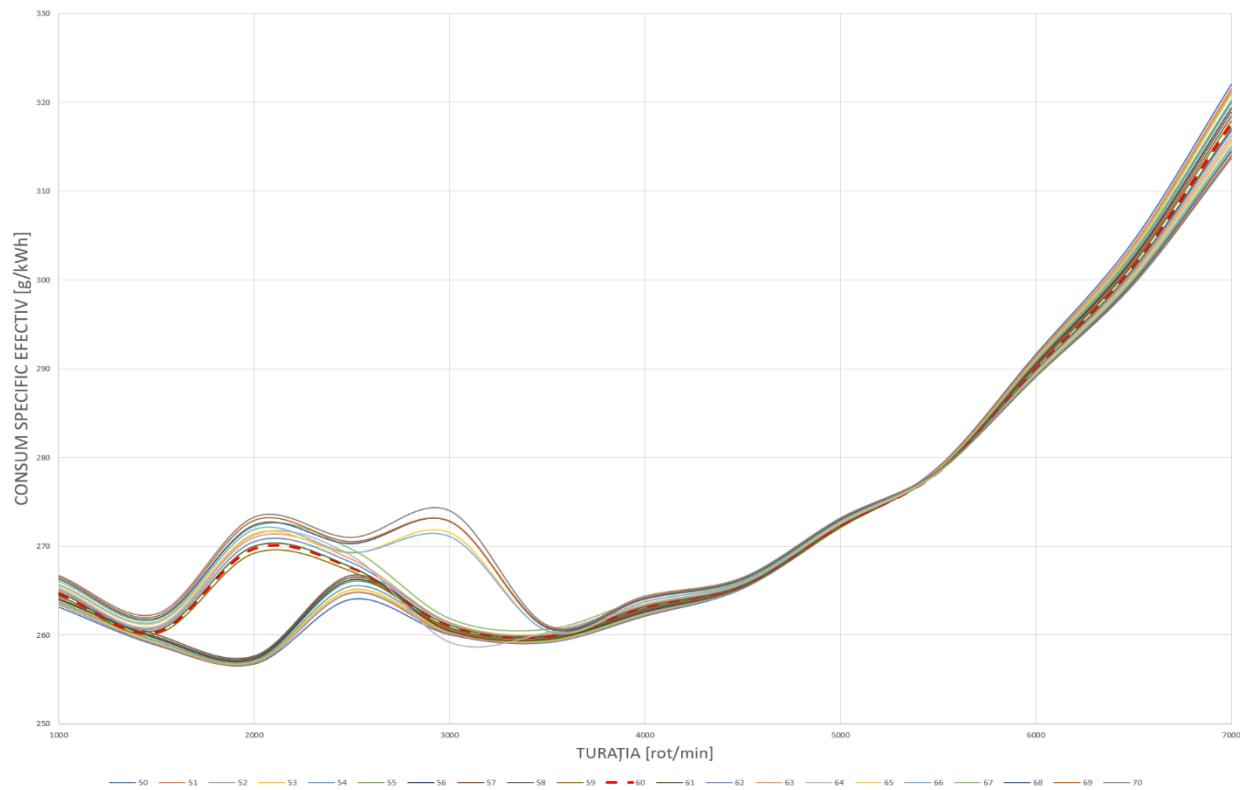


Fig 5.3 8 DIAGRAMA VARIATIEI CONSUMULUI SPECIFIC EFECTIV CU VARIAȚIA PUNCTULUI MAXIM DE ÎNCHIDERE A SUPAPEI DE ADMISIE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

### 5.4. OPTIMIZAREA MODELULUI

Implementarea sistemului CVVL

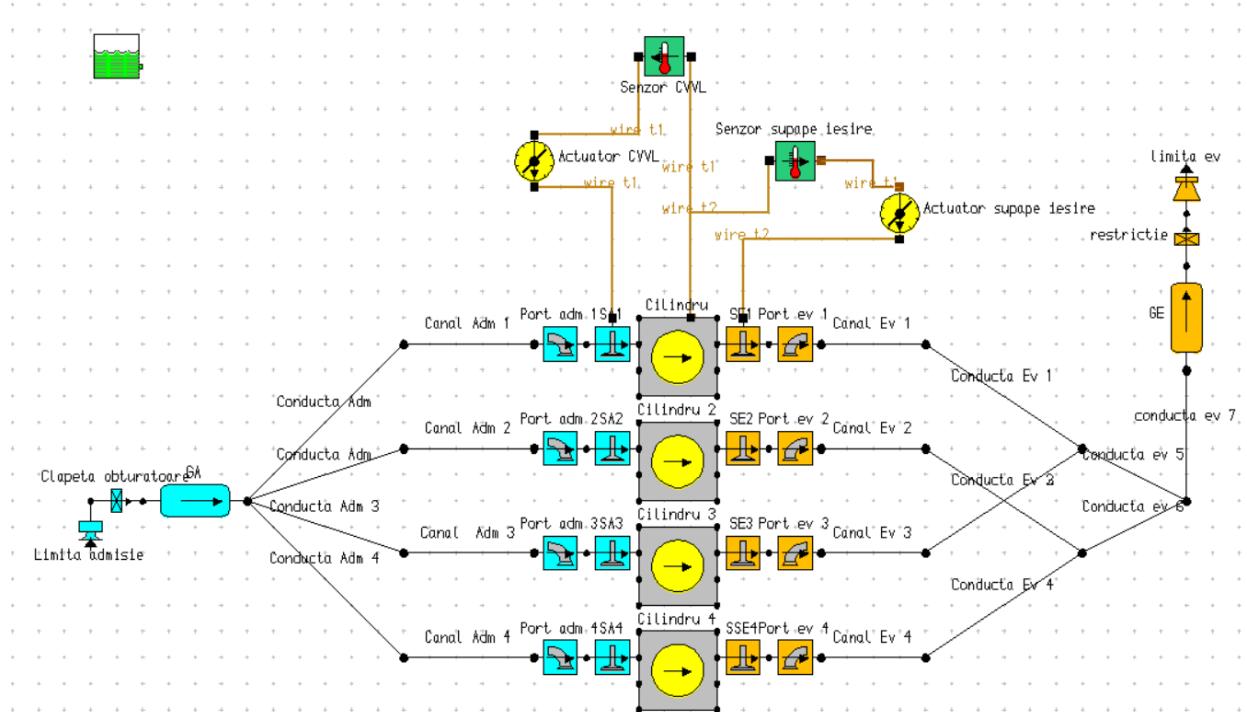


Fig 5.4.1 MODEL DE IMPLEMENTARE A SISTEMULUI CVVL

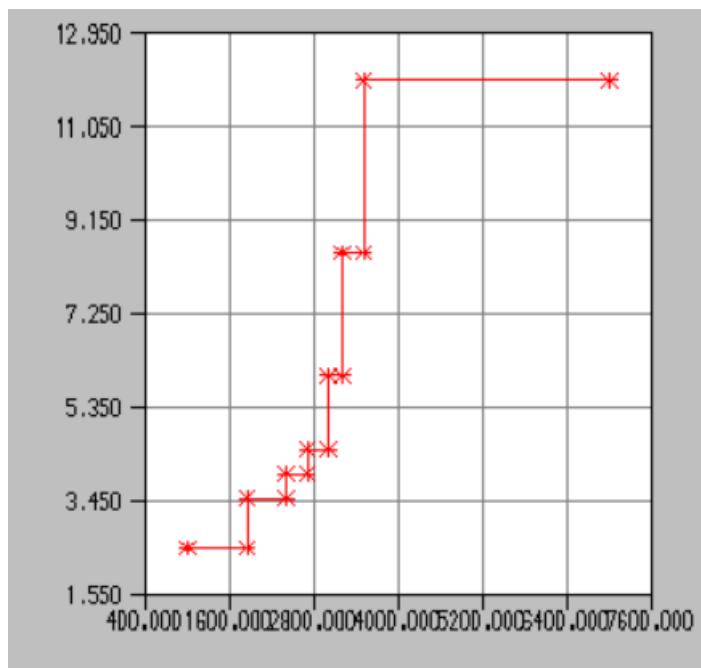


Fig 5.4.2 DATE DE INTRARE ÎN ACTUATORUL SISTEMULUI CVVL

## BUFNITELE DIN SALA DE LECTURĂ

### Implementarea sistemului CVVT

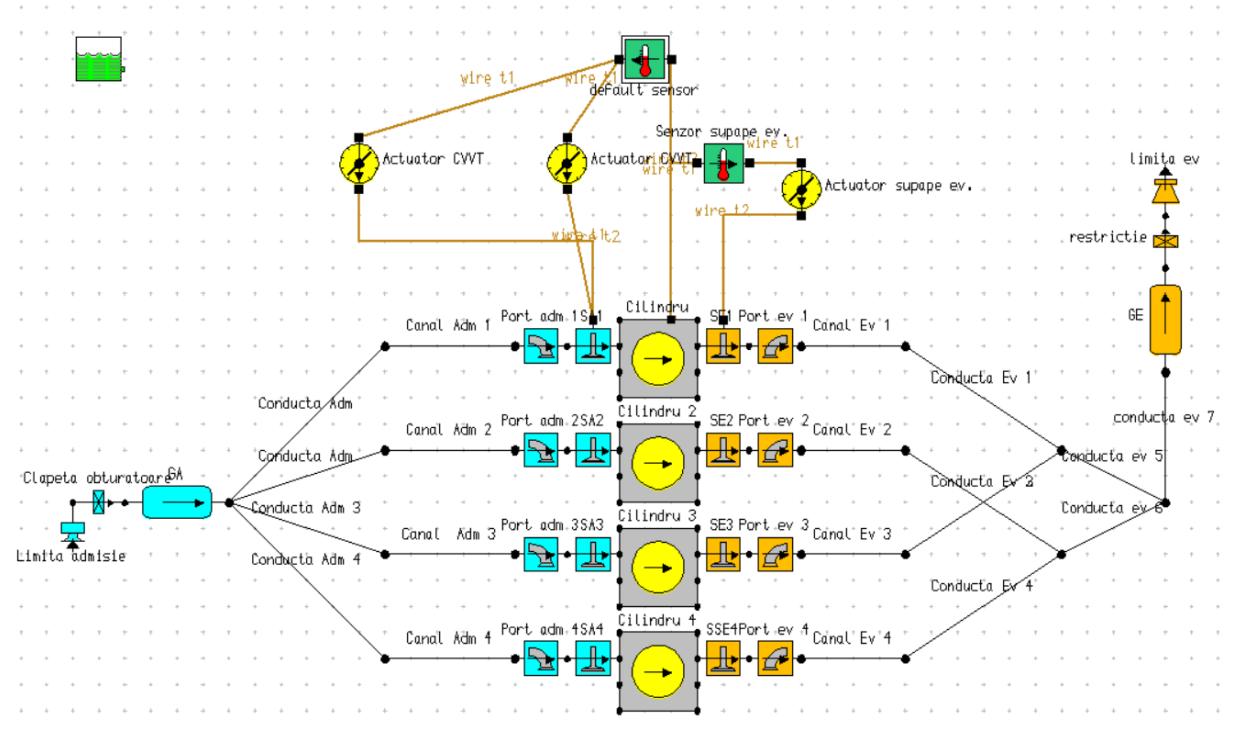


Fig 5.4.3 MODEL DE IMPLEMENTARE A SISTEMULUI CVVT

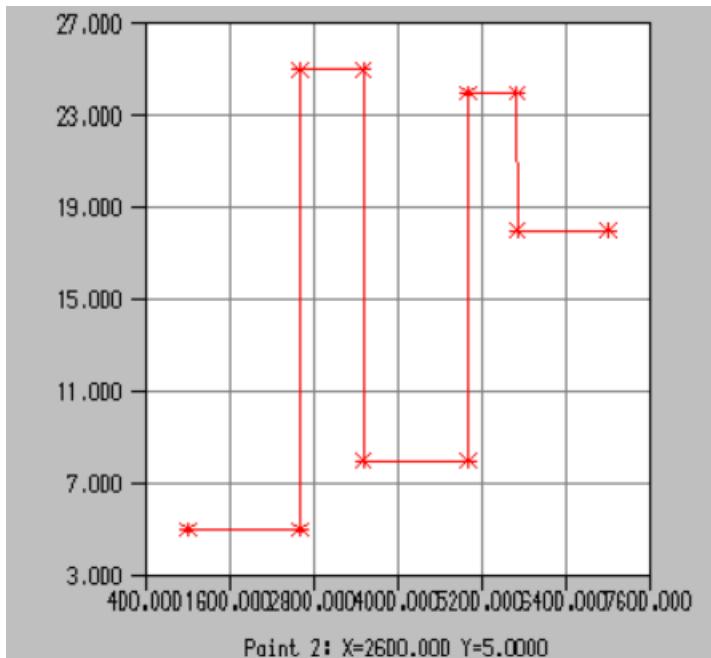


Fig 5.4.4 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL MOMENTULUI DE DESCHIDERE A SUPAPELOR DE ASDMISIE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

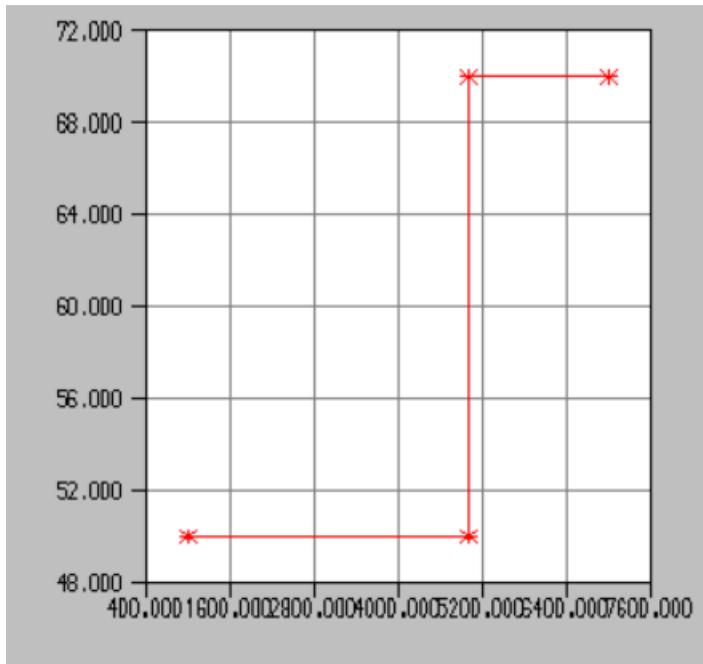


Fig 5.4.5 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL MOMENTULUI DE ÎNCHIDERE A SUPAPELOR DE ASADMISIE

Implementarea lungimilor variabile a canalelor de admisie

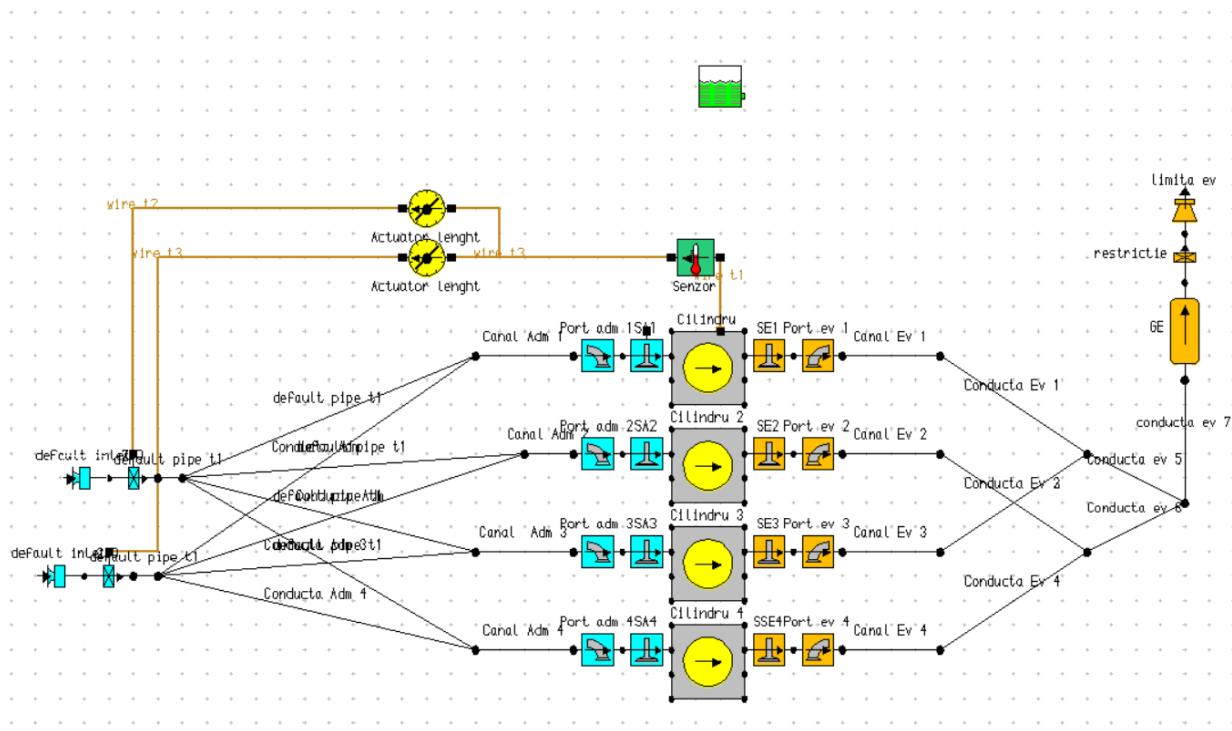


Fig 5.4.6 MODEL IMPLEMENTARE A CANALELOR DE ADMISIE DE LUNGIMI VARIABILE

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

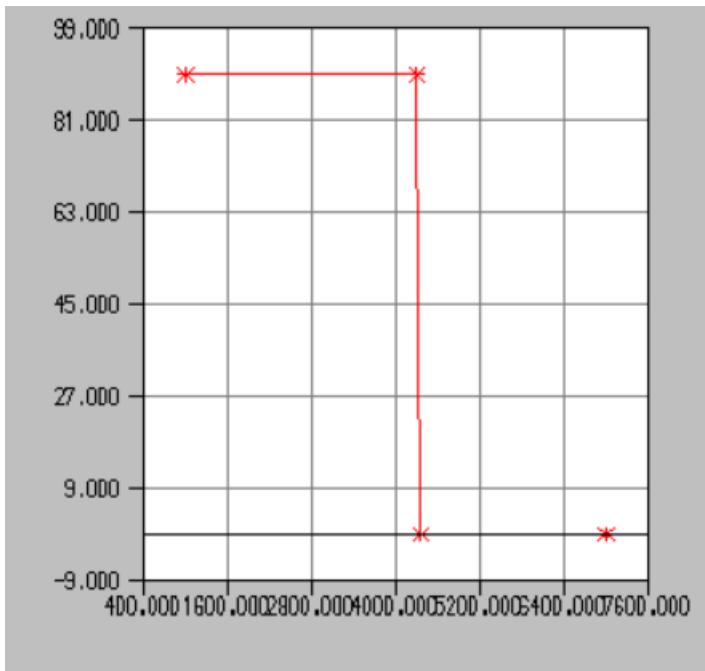


Fig 5.4.7 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL CLAPETEI AFERENTE CANALELOR CU LUNGIME DE 700mm

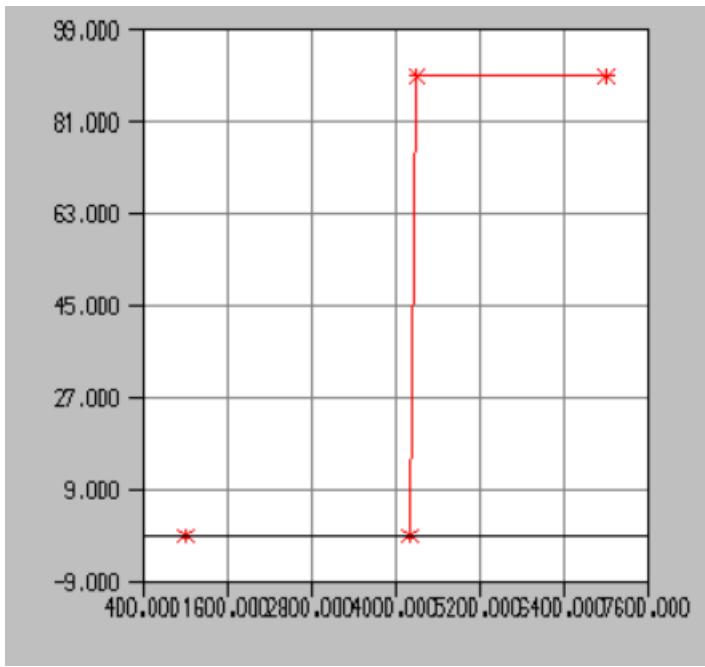


Fig 5.4.8 DATE DE INTRARE PENTRU ACTUATORUL CLAPETEI AFERENTE CANALELOR CU LUNGIME DE 300mm

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

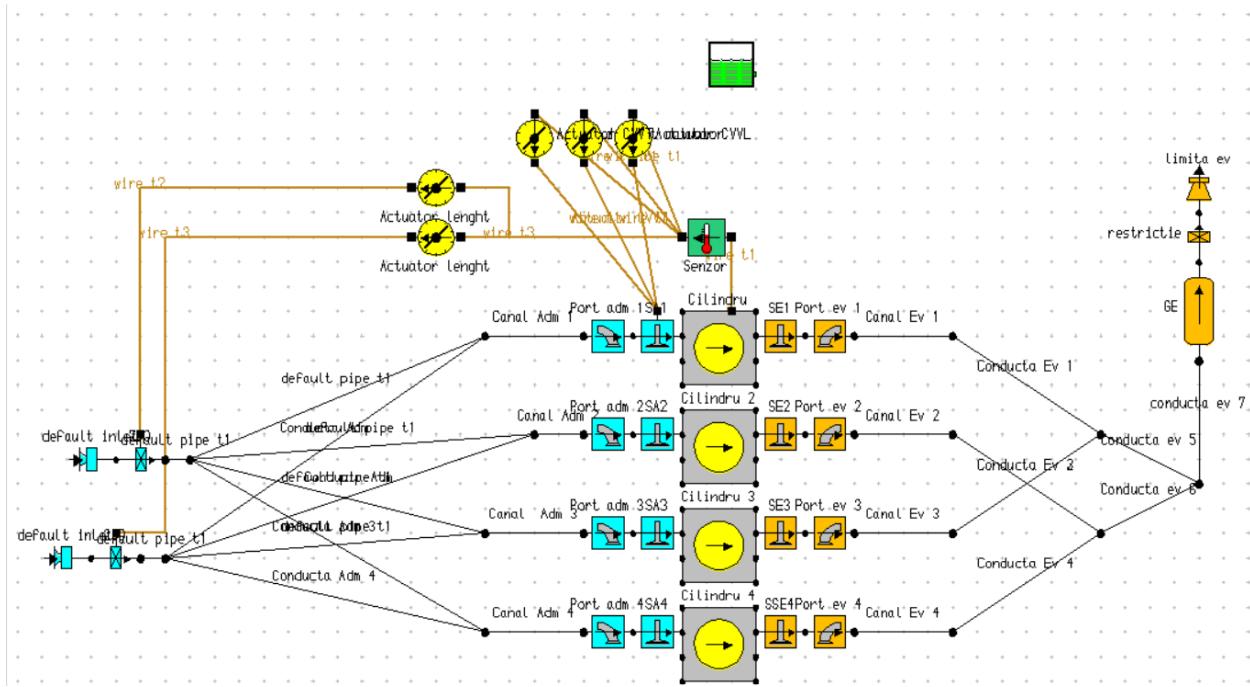


Fig 5.4.9 IMPLEMENTAREA CONCOMITENTĂ A SISTEMELOR CVVL, CVVT ȘI LUNGIMEA VARIABILĂ A CONDUCTELOR DE ADMISIE

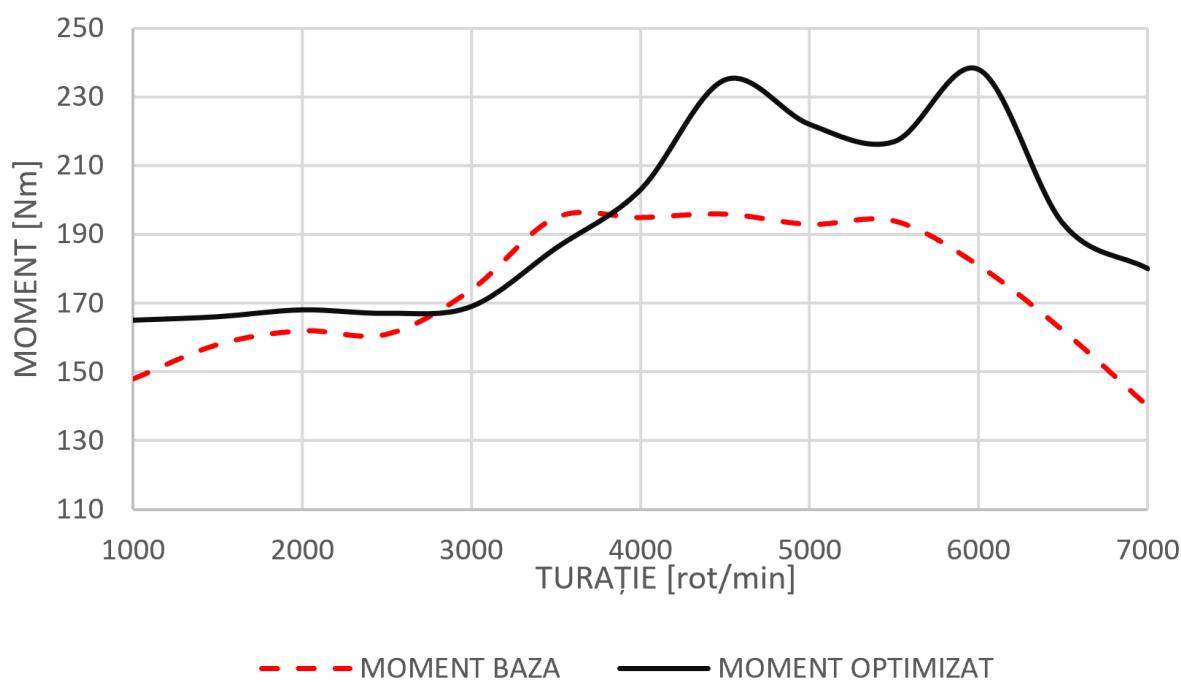


Fig 5.4.10 DIAGRAMA DE MOMENT OBȚINUTĂ ÎN URMA OPTIMIZĂRII

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

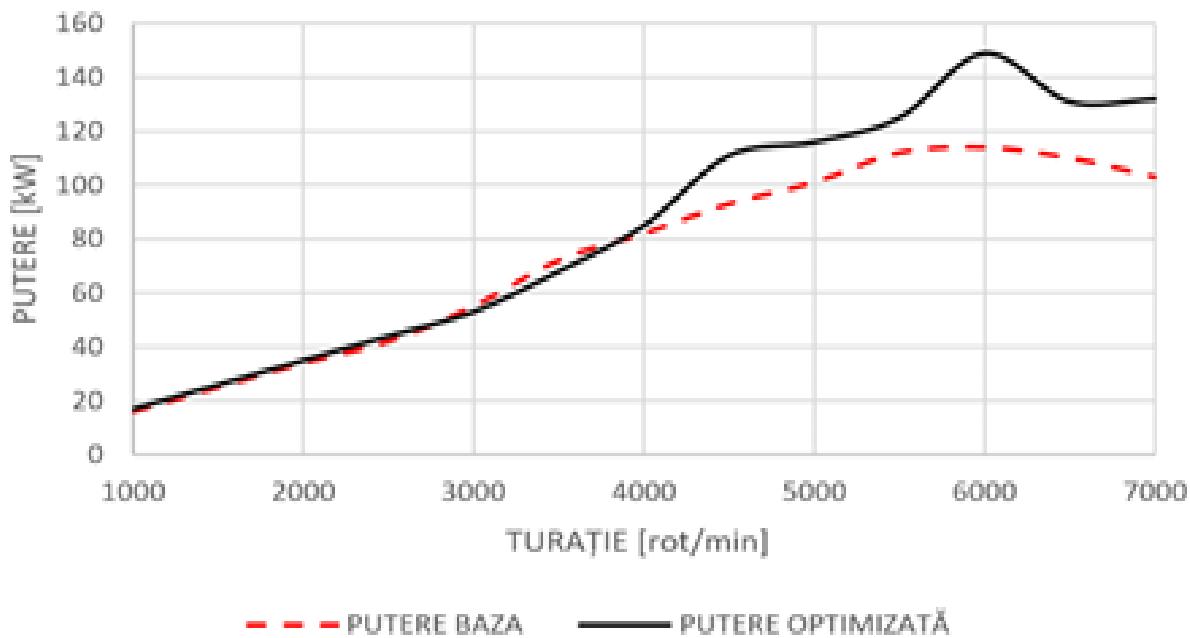


Fig 5.4 12 DIAGRAMA DE PUTERE OBȚINUTĂ ÎN URMA OPTIMIZĂRII

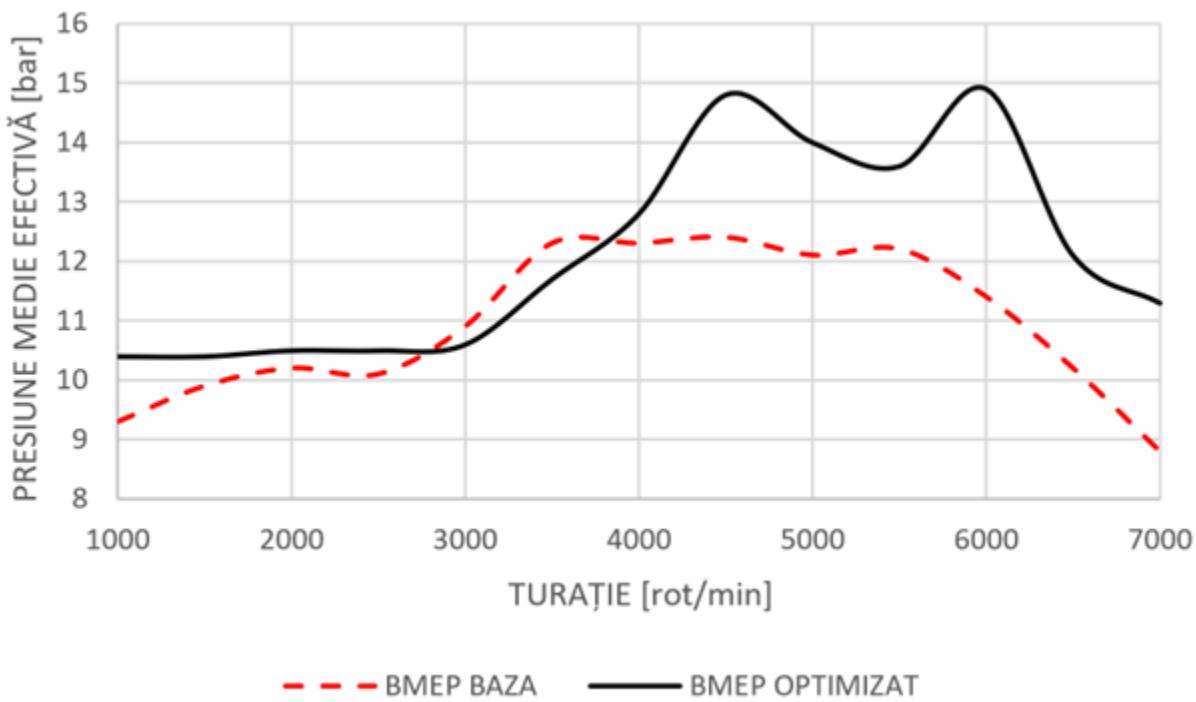
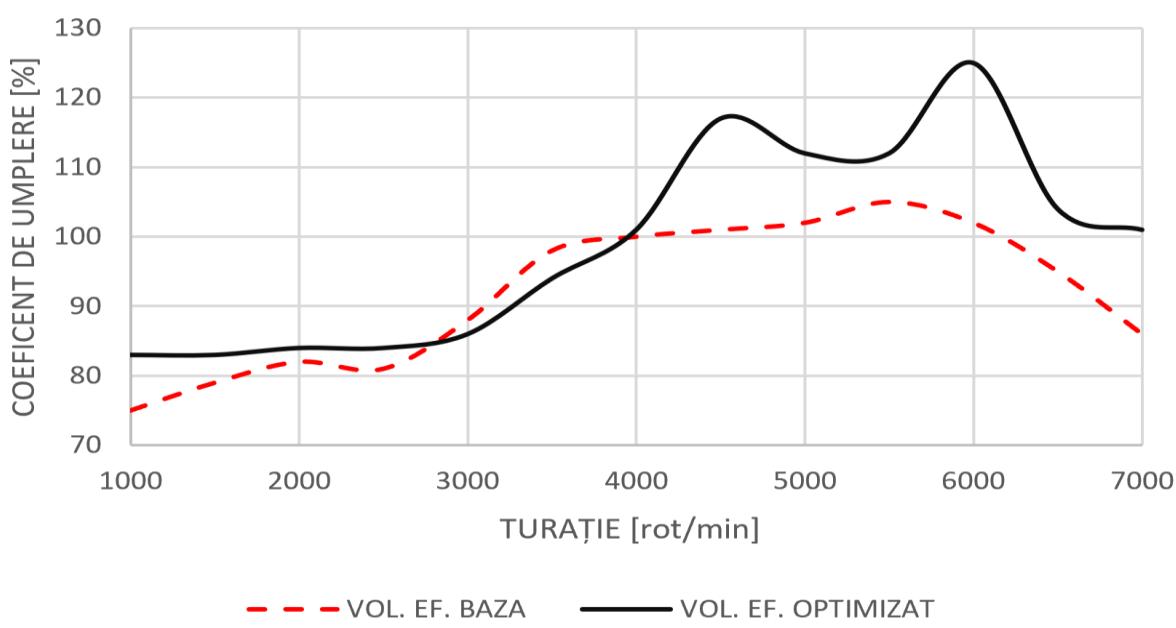
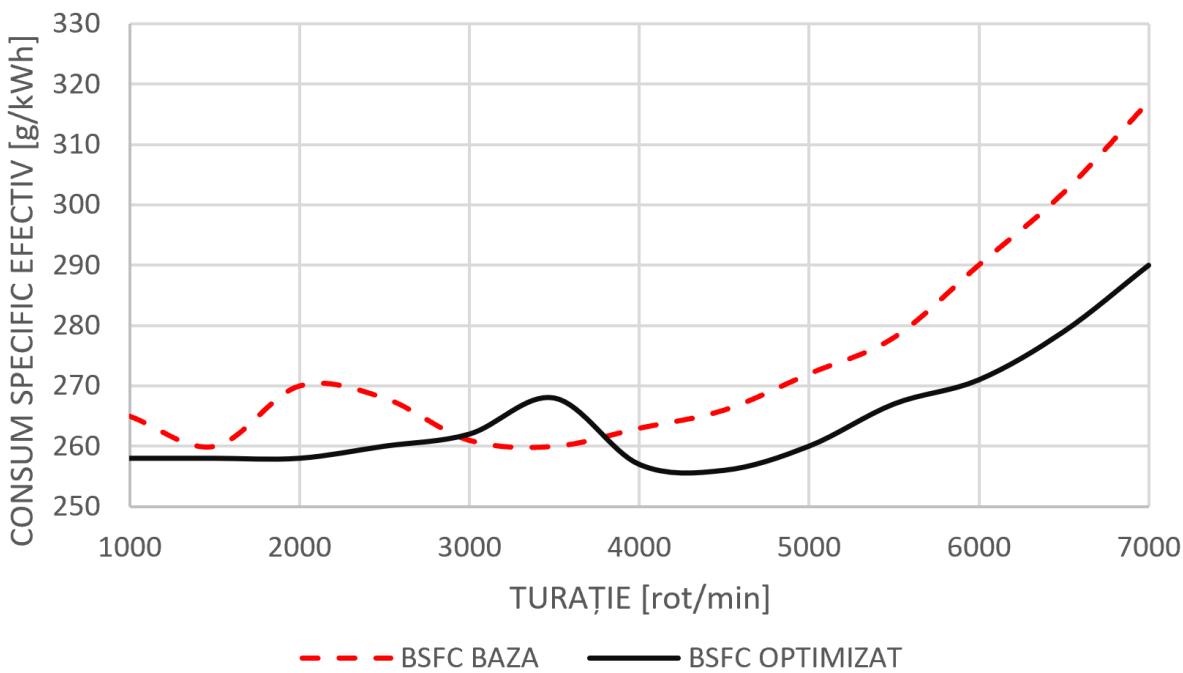


Fig 5.4 11 DIAGRAMA PRESIUNII MEDII EFECTIVE OBȚINUTĂ ÎN URMA OPTIMIZĂRII

## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ



## BUFNIȚELE DIN SALA DE LECTURĂ

TURĂTIE [rot/min]	Putere In- ițială [HP]	Putere Op- timizată [HP]	Moment Inițial [N·m]	Moment Optimizare [N·m]	Optimizare Putere [%]	Optimizare Moment [%]
1000	15	17	145	165	13.333333	13.793103
1500	25	26	156	166	4	6.4102564
2000	33	35	158	168	6.0606061	6.3291139
2500	42	44	161	167	4.7619048	3.7267081
3000	53	53	168	169	0	0.5952381
3500	71	68	195	186	-4.225352	-4.615385
4000	81	85	194	203	4.9382716	4.6391753
4500	92	111	196	235	20.652174	19.897959
5000	101	116	193	222	14.851485	15.025907
5500	113	125	197	217	10.619469	10.152284
6000	116	149	184	238	28.448276	29.347826
6500	114	131	167	193	14.912281	15.568862
7000	107	132	146	180	23.364486	23.287671

Tabel 1 3 REZULTATE INITIALE, OPTIMIZATE ȘI VALORI PROCENTUALE

## 6. CONCLUZII

În cadrul proiectului, s-au implementat tehnologiile CVVL, CVVT și modificarea lungimii canalelor de admisie pentru a optimiza performanțele motorului. Prin utilizarea a cinci actuatori, s-au controlat variabilele cheie ale motorului, cum ar fi momentul de închidere și deschidere a supapelor.

Implementarea acestor tehnologii a condus la observarea unei creșteri a momentului și puterii motorului. Avantajele aduse de aceste tehnologii în optimizarea performanțelor unui motor cu aprindere prin scânteie sunt evidente.

S-a constatat o creștere semnificativă a puterii și a momentului motorului în intervalul de turații cuprins între 1000 și 3000 rpm, de până la 13%. De asemenea, pe intervalul de turații de la 4000 la 7000 rpm, s-a remarcat o creștere de până la 30% a puterii și a momentului motorului.

Deși consumul specific de combustibil nu a fost menționat anterior, acesta a înregistrat, de asemenea, o scădere semnificativă datorită optimizărilor aduse motorului prin tehnologiile implementate. Această reducere a consumului specific de combustibil contribuie la îmbunătățirea eficienței globale a motorului.

În concluzie, implementarea tehnologiilor CVVL, CVVT și modificarea lungimii canalelor de admisie a dus la o creștere semnificativă a momentului și puterii motorului, îmbunătățind în mod substanțial performanțele acestuia. Se observă o creștere procentuală a momentului de aproximativ 10,15%, de la 197 Nm la 217 Nm. De asemenea, puterea motorului a înregistrat o creștere procentuală de aproximativ 28,44%, de la 116 kW la 149 kW.

Aceste rezultate subliniază importanța implementării tehnologiilor avansate în optimizarea motoarelor cu aprindere prin scânteie, oferind beneficii semnificative în termeni de performanță și eficiență.

## 7. BIBLIOGRAFIE

Silva, E. A. A., A. A. V. Ochoa, and J. R. Henríquez. "Analysis and runners length optimization of the intake manifold of a 4-cylinder spark ignition engine." *Energy conversion and management* 188 (2019): 310-320. [1]

Wang, Jinfei, et al. "Effects of the continuous variable valve lift system and Miller cycle strategy on the performance behavior of the lean-burn natural gas spark ignition engine." *Fuel* 297 (2021): 120762.[2]

Zhou, You, et al. "Effects of different valve lift adjustment strategies on stoichiometric combustion and lean burn of engine fueled with methanol/gasoline blending." *Fuel* 339 (2023): 126934.[3]

Osorio, Julian D., and Alejandro Rivera-Alvarez. "Efficiency enhancement of spark-ignition engines using a Continuous Variable Valve Timing system for load control." *Energy* 161 (2018): 649-662.[4]