Elemente de modelare și simulare a motoarelor cu ardere internă

Îndrumător de aplicații Vol. 1

BURNETE Nicolae Vlad MOLDOVANU Dan



UTPRESS Cluj-Napoca, 2022



ISBN 978-606-737-555-8



Editura U.T.PRESS Str. Observatorului nr. 34 400775 Cluj-Napoca Tel.: 0264-401999 e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro http://biblioteca.utcluj.ro/editura Director: Ing. Călin Câmpean Recenzia: Prof.dr.ing. Anghel Chiru Prof.dr.ing. István Barabás

Această lucrare a fost concepută pentru a sprijini învățarea și înțelegerea unor concepte de bază privind motoarele cu ardere internă.

Ea se adresează studenților de la programele de studii de licență (Autovehicule rutiere, Ingineria transporturilor și a traficului, Mașini și instalații pentru agricultură și industria alimentară, Sisteme și echipamente termice) precum și master (Automobilul și mediul, Sisteme de management și control ale autovehiculelor, Tehnici avansate în ingineria autovehiculelor), fiind de fapt utilă tuturor studenților din universitățile tehnice care studiază cursul de Motoare cu ardere internă, cât și celor care lucrează în cercetare.

Cartea este disponibilă gratuit și nu poate fi comercializată.

Copyright © Autorul, 2022

Cartea conține și materiale luate din spațiul public al internetului cu precizarea sursei.

Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-554-1 ISBN 978-606-737-555-8 vol. 1 Bun de tipar: 04.01.2022

1.	Progra	mul software Lotus Engine Simulation	9
2.	Lotus E	Engine Simulation - Elemente de teorie	14
	2.1. Co	onducte	14
	2.1.1.	Ecuațiile de bază	14
	2.1.2.	Frecare la perete	21
	2.1.3.	Transfer termic	23
	2.1.4.	Curburi	25
	2.1.5.	Conducte conice	30
	2.1.6.	Joncțiuni	32
	2.2. Ci	lindrii și volume	37
	2.3. Pr	oprietățile gazelor și combustibililor	40
	2.3.1.	Gaze	40
	2.3.2.	Combustibili	42
	2.4. Si	steme de alimentare	43
	2.5. M	odele de ardere	45
	2.5.1.	Definirea vitezei de degajare a căldurii	45
	2.5.2.	Valori implicite pentru funcția Wiebe	48

	2.5.	3.	Definirea duratei procesului de ardere și a poziției centrului de ardere (A50%)	
	2.5.	4.	Constrângeri suplimentare pentru calculul procesului de ardere	51
	2.6.	Trar	nsferul termic	52
	2.6.	1.	Cilindru	52
	2.6.	2.	Volum	59
	2.7.	Мос	dele de baleiaj	61
	2.8.	Orifi	ficii de admisie/evacuare	63
	2.9.	Supa	pape	70
	2.10.	Clap	pete obturatoare	73
	2.11.	Supi	praalimentare și turbine	76
	2.11	1.1.	Turbocompresor	76
	2.11	1.2.	Compresor (Supercharger)	
	2.11	1.3.	Turbină (Expander)	83
	2.12.	Răci	citor de gaze	
	2.13.	Мос	dele de pierderi prin frecare	
	2.14.	Dina	amica motorului	
3.	Lotu	us En	ngine Simulation - Crearea unui model de simulare	91
	3.1.	Мос	delul final de simulare	92
	3.2.	Мос	delare și simulare	

3.2.1	I. Partea motorului selectată pentru simulare	93
3.2.2	2. Corespondența sistem virtual – sistem real	95
3.2.3	3. Elementele modelului de simulare	
3.2.4	Image: Definirea elementelor modelului de simulare	
3.2.5	5. Definirea și modificarea condițiilor de simulare	
3.2.6	5. Verificarea modelului	
3.2.7	7. Rularea simulării	
3.2.8	3. Vizualizarea rezultatelor	
4. Crea	rea unui model de motor monocilindric	156
4.1.	Modelul final de simulare	
4.2.	Modelare și simulare	
4.2.1	L. Partea motorului selectată pentru simulare	158
4.2.2	2. Corespondența sistem virtual – sistem real	159
4.2.3	3. Elementele modelului de simulare	
4.2.4	Image: Definirea elementelor modelului de simulare	
4.2.5	5. Definirea și modificarea condițiilor de simulare	
4.2.6	5. Verificarea modelului	203
4.2.7	7. Rularea simulării	
4.2.8	3. Vizualizarea rezultatelor	211

5.	Cre	area	a unui model de motor policilindric	231
	5.1.	Mo	odelul final de simulare	
	5.2.	Mo	odelare și simulare	
	5.2	.1.	Partea motorului selectată pentru simulare	
	5.2	.2.	Corespondența sistem virtual – sistem real	234
	5.2	.3.	Elementele modelului de simulare	
	5.2	.4.	Definirea elementelor modelului de simulare	
	5.2	.5.	Definirea și modificarea condițiilor de simulare	
	5.2	.6.	Verificarea modelului	
	5.2	.7.	Rularea simulării	
	5.2	.8.	Vizualizarea rezultatelor	
6.	Rea	alizar	rea unei analize parametrice	
	5.1.	Mo	odelul final de simulare	
	5.2.	Mo	odelare și simulare	
	6.2	.1.	Partea motorului selectată pentru simulare	
	6.2	.2.	Elementele modelului de simulare	
	6.2	.3.	Definirea grupurilor	
	6.2	.4.	Definirea și modificarea condițiilor de simulare	
	6.2	.5.	Verificarea modelului	

	6.2.6.	Optimizare 1D	
	6.2.7.	Optimizare 2D	
	6.2.8.	Preluarea și exportarea rezultatelor	
	6.2.9.	Vizualizarea rezultatelor	
	6.3. Stu	udii de caz	351
	6.3.1.	Analiză 1D – Identificare soluții optime	
	6.3.2.	Studiu de caz 1D	352
	6.3.3.	Analiză 2D – Identificare soluții optime	353
	6.3.4.	Studiu de caz 2D	354
7.	Implem	nentarea unui element de acționare	
	7.1. Mc	odelul final de simulare	356
	7.2. Mc	odelare și simulare	357
	7.2.1.	Partea motorului selectată pentru simulare	357
	7.2.2.	Elementele modelului de simulare	358
	7.2.3.	Definirea grupurilor	
	7.2.4.	Definirea elementelor modelului de simulare	
	7.2.5.	Definirea și modificarea condițiilor de simulare	
	7.2.6.	Verificarea modelului	
	7.2.7.	Rularea simulării	

7	.2.8	3. '	Vizualizarea rezultatelor	397
8. I	mpl	leme	ntarea unui turbocompresor	415
8.1		Moc	delul final de simulare	416
8.2		Moc	delare și simulare	417
8	8.2.1	1.	Partea motorului selectată pentru simulare	417
8	8.2.2	2.	Elementele modelului de simulare	418
8	8.2.3	3.	Definirea elementelor modelului de simulare	431
8	8.2.4	4. I	Definirea și modificarea condițiilor de simulare	442
8	8.2.5	5. `	Verificarea modelului	454
8	8.2.6	5.	Rularea simulării	457
8	8.2.7	7. `	Vizualizarea rezultatelor	462
Biblio	graf	fie		475
Dicțio	nar	•••••		477
Abrev	ieri	•••••		487

1. Programul software Lotus Engine Simulation

Programul software Lotus Engine Simulation a fost dezvoltat de către compania Lotus Engineering[®] cu scopul de a permite utilizatorilor să prezică evoluția curgerii gazelor (gas flow), a procesului de ardere (combustion), respectiv a performanțelor (performance) motoarelor cu ardere internă (internal combustion engines). Acest program permite analiza prin simulare a unei game largi de motoare cu ardere internă și caracteristici:

- > motoare cu ardere internă în doi (two-stroke) sau patru timpi (four-stroke) cu dispuneri standard sau atipice ale cilindrilor;
- sisteme de alimentare pentru: motoare cu aprindere prin comprimare injecție directă (direct injection) sau indirectă (indirect injection); motoare cu aprindere prin scânteie carburație (carburation), injecție monopunct (single point injection), injecție (multipunct) în poarta supapei (port fuel injection) sau injecție directă (direct injection);
- calculul procesului de ardere (combustion) pe baza funcției Wiebe simplă sau dublă, sau a caracteristicii de ardere definită de utilizator (user defined);
- dispozitive precum turbocompresoare (turbocharger), compresoare (compressor) sau turbine (turbines);
- baleiajul (scavenging) motoarelor în doi timpi (two-stroke engines);
- fenomene de schimb de căldură (heat transfer) și frecări (friction);
- diverse tipuri de supape (**valves**).

Programul software Lotus Engine Simulation prezintă avantajul că performanțe globale (overall performance), eficiența volumetrică (volumetric efficiency) și consumul de combustibil (fuel consumption) au fost validate pentru o gamă largă de motoare cu ardere internă (internal combustion engines) produse/dezvoltate de companie. Suplimentar, s-au realizat validări detaliate (detailed validation) ale sub-modelelor utilizate pentru predicția presiunii (pressure), procesului de ardere (combustion), schimbului de căldură (heat trasnsfer), respectiv ale fenomenelor gazodinamice (gas dynamics) din sistemele de admisie și de evacuare (intake and exhaust systems).

Acest program are la bază trei module: **Data Module** (modulul de date) – introducerea de date și generarea modelelor; **Solver Module** (modulul de calcul) – soluțiile ecuațiilor utilizate pentru caracterizarea fenomenelor fizice; **Results Module** (modulul de rezultate) – analiza rezultatelor obținute în urma calculului.

Utilizând aceste module, utilizator poate dezvolta modele, simula și analiza funcționarea motoarelor cu ardere internă. Pentru dezvoltarea modelului, utilizatorul poate utiliza următoarele elemente: **Cylinder** (cilindru) – element zero-dimensional cu ardere și schimb de căldură; **Plenum** (volum) – element zero-dimensional cu schimb de căldură; **Plenum** (volum) – element zero-dimensional cu frecare la perete și schimb de căldură; **Inlet** (limită admisie) – sursă infinită

Programul software Lotus Engine Simulation

de gaz la presiune și temperatură specificate; **Exit** (limită evacuare) – limită evacuare la presiune specificată; **Closed end** (capăt închis) – element special pentru conductele având un capăt închis. Aceste elemente pot fi conectat prin intermediul elementelor care controlează curgerea gazului: **Valve** (supapă) – supape acționate de supape sau cu acționare proprie; **Throttle** (clapetă obturatoare) – clapete obturatoare cu arie și coeficient de curgere specificate; **Compressor** (compresor) – model având caracteristică completă; **Turbine** (turbină) – model având caracteristică completă; **Charge cooler** (răcitor de gaze) – dispozitiv de curgere cu schimb de căldură și cădere de presiune. Suplimentar se mai pot utiliza și elemente reprezentând o combinație între elementele menționate.

În figura 1.1 sunt prezentate principalele elemente ale interfeței programului software Lotus Engine Simulation. Aceasta se compune din: *o bară de meniu*, prin intermediul căreia utilizatorul poate accesa meniurile și submeniurile necesare pentru dezvoltarea cu succes a modelului de simulare; *o bară de acces rapid*, care permite utilizatorului accesarea utilitarelor pentru definirea condițiilor de simulare, verificarea datelor introduse în model, vizualizarea datelor etc.; *lista de elemente a modelului*, utilizată fie pentru a selecta un anumit element, fie pentru verificare; *grupurile de elemente*, în care utilizatorul poate identifica elementele necesare pentru dezvoltarea modelul de simulare; *zona de lucru*, în care se poate observa modelul dezvoltat; *zona de definire a datelor* unde, pentru fiecare element al modelului, se pot defini datele necesare; *zona în care sunt indicate elementele care pot fi conectate la elementul selectat*, atât în amonte, cât și în aval.

Programul software Lotus Engine Simulation dispune și de o serie de utilitare, care au rolul de a sprijini utilizatorul în procesul de lucru. Un astfel de utilitar, recomandat a fi utilizat înainte de a porni orice simulare este **Data Checking Wizard** care permite verificarea validității și calității datelor introduse în model. Mai multe informații cu privire la acesta sunt prezentate în capitolele următoare. Un alt utilitar este **Concept Tool**, care poate fi utilizat pentru a genera un model de simulare rapid și cu un volum minim de date de intrare. **Friction Estimator Tool** permite utilizatorului să estimeze pierderile prin frecare pentru o anumită configurație de motor, respectiv pentru o gamă largă de turații. Suplimentar, acest utilitar permite compararea cu motoarele din baza de date a programului. Un utilitar deosebit de important pentru analiza procesului de ardere este **Combustion Analysis Tool**, care permite analiza termodinamică a curbei de presiune în scopul determinării vitezei de ardere, dar și al altor informații care, mai apoi pot fi preluate în modelul de simulare. Analiza rezultatelor experimentale ale curgerii prin orificiile oferite de supapă, în scopul determinării coeficientului de curgere, se poate face utilizând **Port Flow Analysis Tool**. Nu în ultimul rând, utilizatorul poate să analizeze concepte de came cu ajutorul **Lotus Concept Valve Train**.

Facilitățile oferite de programul software Lotus Engine Simulation, respectiv ușurința în utilizare, în comparație cu alte programe similare, constituie principalele argumente pentru care a fost utilizat în cadrul acestui îndrumător de aplicații. Cu toate că există o multitudine de alte soluții utilizate în dezvoltarea motoarelor cu ardere internă, acestea sunt adesea mult mai complexe decât este nevoie pentru însușirea de competențe de bază în utilizarea programelor software de modelare și simulare și, adesea, necesită o oarecare experiență în domeniu pentru a putea fi utilizate corespunzător. În capitolele următoare sunt prezentate aspectele teoretice care stau la baza sub-modelelor utilizate în cadrul programului, respectiv modul de lucru pentru dezvoltarea modelelor de simulare, calculul și interpretarea rezultatelor.

	Bara de acces rac	oid Lista elem	ente model		Zona de definire a	Label Bore (mm)	Cyl
					• • • • • • • • • • • • • • •	Stroke (mm)	80
				出现 化达 机压制放动机压	datelor elementului	Cyl Swept Volume (I)	0.4
Grupuri element	e					Total Swept Volume (I)	0,4
					selectat	Con-rod Length (mm)	12
Elementele din a						Pin Off-Set (mm)	0.6
Elementele din gr	rupul selectat				· ka ka shekara ka ka s	Compression Ratio	10
é ar Gelsan na car ar Sá lar cá lar Garnar	na da la					Phase (ATDC)	
taman ta ta ta ta	aa ah a	FUEL1	- e a - e a car a car a	3 6 3 6 3 5 5 5 5 5 5 5	r ka kansarina ka kan	Combustion Model	
	A 141 K A 41 K 41 K 4 K 4	a 📲 🖕 a si a si a si a		医多克氏 网络拉拉拉拉		Open Cycle HT	
		a a <mark>nana</mark> n ananan ku	н кожана и окранија за ж			Closed Cycle HT	
		DODTO DVALO CILI				Surface Areas	
	INL1		PVAL1 PORT1 EVEL			Surface Temperatures	
	71	····■·=(→)				Scavenge-Cylinder	ni mumin
							1
introduco îr	model						•
introduse îr	n model	Zon	a de indicare	a elementelor ca	re pot fi conectate în		<u>.</u>
introduse îr	n model	Zon	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de	re pot fi conectate în ownstream) pentru		<u> </u>
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		<u> </u>
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		·
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		
introduse îr	n model	Zon ar	a de indicare nonte (upstre	a elementelor ca am) și în aval (de elementul selec	re pot fi conectate în ownstream) pentru tat		

Fig. 1.1 Interfața programului software Lotus Engine Simulation

În continuare sunt prezentate semnificațiile principalelor simboluri întâlnite în cadrul acestui îndrumător și nu numai.

Programul software Lotus Engine Simulation

	Denumire			Denumire			Denumire		
Simbol	en	ro	3111001	en	ro	3111001	en	ro	
6	Builder Interface	Interfața de lucru	<u>Data Ch</u>	ecking Wizard		<u>Submen</u>	iuri elemente model		
9	Steady State / Vehicle Test Conditions	Condiții de testare staționară / vehicul	\checkmark	Pass	Promovat	1	Graph	Grafic	
₫\$	Simulation Solver Control	Control solver	×	Error	Eroare		Inlet Valve Visibility	Vizibilitate supape admisie	
₩	Simulation Parametric / Optimizer Tool	Utilitar de simulare parametrică / optimizare	?	Warning / Comment	Avertisment / Comentariu		Exhaust Valve Visibility	Vizibilitate supape evacuare	
	Results Text File Viewer	Afișare rezultate de tip text	PRS Resi	<u>ılts Viewer</u>		Θ	Cylinder Event Line Visibility	Vizibilitate puncte moarte cilindru	
1	Results Graph	Afișare grafică a rezultatelor de tip text	H	.prs Results File Status	Stare fișier rezultate .prs	<u>Sistem c</u>	le alimentare și cilindru		
¢	PRS Results Viewer	Afișare rezultate grafice	1	Load .prs Results File	Încărcare fișier rezultate .prs		Fuel System	Sistem de alimentare	
iT 🛛	Data Checking Wizard	Utilitar verificare date		Open .prs Graph Status	Acces stare grafic .prs	$\overline{}$	Cylinder	Cilindru	
*	Simulation Concept Tool	Utilitar concept de simulare	+	Add new .prs Graph	Adaugă grafic .prs nou	<u>Compor</u>	ente sistem de admisie		
Q	Dynamic Scale View	Ajustare dinamică a scării	99	.prs Video Controller	Controler video .prs	• 🛃 •	Intake Valve	Supapă de admisie	
<u> </u>	Rectangle Pick Area	Zonă rectangulară de selectare	U	Shaded Display	Afișare nuanțe de culori	• 🔁 •	Intake Port	Orificiu oferit de admisie	
F	Down a Data Level	Intrare în următorul nivel de date	Q	To Crankwise Results Display	Afișare rezultate în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit	∗∏-•	Inlet Boundary	Limită de admisie	
1	Up a Data Level	leșire la nivelul de date următor	<u>Submen</u>	iuri elemente model		• 🛛 • •	Intake Throttle	Clapetă obturatoare (admisie)	
	On-line Help	Documentație suport	1	Data	Access definire date	••	Intake Plenum	Volum admisie	
	Save Data to File	Salvare date în fișier	9	Display	Access vizualizare date				

	Denumire			Denumire		
Simbol	en	ro	Simbol	en	ro	
<u>Compor</u>	nente sistem de evacuare		Cataliza	toare_		
••	Exhaust Valve	Supapă de evacuare	\bigcirc	Single Brick Catalyst	Catalizator cu un monolit	
• 🛃 •	Exhaust Port	Orificiu oferit de evacuare		Dual Brick Catalyst	Catalizator cu doi monoliți	
•	Exhaust Boundary	Limită de evacuare	<u>Senzori ş</u>	si elemente de acționare		
• 🛛 • •	Exhaust Throttle	Clapetă obturatoare (evacuare)	• 🚼 •	Sensor	Senzor	
•	Exhaust Plenum	Volum evacuare	@ •	Time Sensor	Senzor de timp	
<u>Conduc</u>	<u>te</u>		•	Actuator	Element de acționare	
••	Pipe	Conductă	-	Output Plot File	Fișier scriere date grafic	
••	Virtual Link	Legătură virtuală		Wire t1	Cablu t1	
(F)	Bend	Curbură		Wire t2	Cablu t2	
	Loss Junction	Joncțiune cu pierderi de presiune	•	Wire t3	Cablu t3	
<u>Dispozit</u>	<u>tive</u>					
	Turbocharger	Turbocompresor				
•	Charge Cooler	Răcitor de aer de supraalimentare				
	Centrifugal Compressor	Compresor centrifugal				
• 	Turbine	Turbină				

2. Lotus Engine Simulation - Elemente de teorie

În acest capitol sunt prezentate noțiunile teoretice necesare pentru înțelegerea modului de lucru al programului software Lotus Engine Simulation. Informațiile incluse aici se bazează pe documentația suport a programului [1] și poate fi accesată din bara de meniu (Help -> Contents) sau prin click pe (On-line Help).

2.1. Conducte

2.1.1. Ecuațiile de bază

Conductele sunt elemente monodimensionale a căror proprietăți variază în funcție de timp și spațiu. Modelarea acestor elemente este deosebit de importantă pentru a asigura simulării robustețe și acuratețe. Prin urmare, este esențială buna înțelegere a limitărilor și ipotezelor simplificatoare utilizate pentru aceste modele. Este important de reținut faptul că ecuațiile fundamentale ale curgerii monodimensionale sunt valabile doar atunci când fluidul aderă la suprafața conductei considerate. În cazul în care apare o desprindere a curentului de fluid pe zone extinse ale conductei, ipotezele simplificatoare privind curgerea monodimensională nu mai sunt valabile. Astfel de situații se pot întâlni la conductele cu creșteri bruște de secțiune de curgere (în avalul sensului de curgere), sau care prezintă discontinuități geometrice. În astfel de situații trebuie utilizate metodele la limită (spre exemplu modificări bruște ale secțiunii – lărgire sau contracție) care să aproximeze comportamentul curentului de fluid.

În cadrul Lotus Engine Simulation elementele de tip conductă se definesc prin diametru (în diferite puncte ale conductei), respectiv prin informații cu privire la pereți (material, rugozitate, temperatură etc.), ceea ce permite definirea unor forme complexe de conducte.

Legile de conservare

Atunci când este necesară modelarea fenomenelor de undă care apar în sistemele de admisie/evacuare ale motoarelor cu ardere internă, fenomene care au o puternică influență asupra performanțelor, modelele de conducte trebuie să includă cel puțin o dimensiune spațială.

Deoarece, după întâlnirea unor discontinuități geometrice, undele din conducte devin într-un timp relativ scurt unde plane, modele monodimensionale reprezintă un bun compromis între acuratețea soluției și timpul de calcul.

Condițiile din interiorul unei conducte sunt calculate la fiecare pas de timp (pas de unghi de rotație ale arborelui cotit) prin rezolvarea unui set de ecuații de conservare a masei, impulsului și energiei. În continuare este descris modul de determinare al acestor ecuații pentru a permite o mai bună înțelegere a limitărilor

modelelor conductelor în scopul modelării sistemelor de admisie și de evacuare ca rețele de conducte echivalente. Pentru informații suplimentare privind aceste aspecte se recomandă consultarea referinței [2].

Ecuațiile fundamentale ale mecanicii fluidelor sunt afirmații matematice care definesc conservarea masei, impulsului și energiei pentru un volum de control. Un principiu de conservare afirmă faptul că, într-un volum fix viteza de variație a unei proprietăți de curgere conservate, este rezultatul efectului net al fluxului de proprietate prin limitele volumului și variația proprietății datorită surselor interne. Se consideră curgerea unui fluid compresibil printr-o secțiune infinitezimală a unei conducte, având aria secțiunii transversale (perpendiculară la axa conductei) variabilă (fig. 2.1). Dacă variația este graduală, indiferent de secțiunea transversală proprietățile fluidului sunt aproximativ uniforme, și, prin urmare, pot fi considerate doar ca funcții de poziție (x) și timp (t). În consecință, curgerea se consideră a fi cvasi-dimensional, mai precis monodimensională.



Fig. 2.1 Volum de control (secțiune dintr-o conductă)

Ecuația de continuitate

Conform principiului conservării masei, viteza de variație a masei conținute în volumul

de control este egală cu variația netă a debitului masic (diferența dintre masa care intră în volumul de control și masa care iese din volumul de control) prin elementul considerat. Dacă lungimea elementului de conductă este dx, iar aria secțiunii sale transversale este A_c, considerând că densitatea fluidului este ρ , atunci viteza de variație a masei din volumul de control este $\partial(\rho A_c dx)/\partial t$. Notând cu $\partial(\rho V A_c)/\partial x$ gradientul de flux de masă și înmulțindu-l cu lungimea dx se obține debitul masic net prin element. Prin urmare, ecuația de continuitate poate fi exprimată astfel:

$$\frac{\partial(\rho A_c dx)}{\partial t} = \frac{\partial(\rho V A_c)}{\partial x} dx$$
(2.1)

Ecuația conservării impulsului

Pentru determinarea ecuației conservării impulsului se pornește de la cerința ca suma forțelor de presiune și a forțelor de forfecare care acționează pe suprafața volumului de control să fie egală cu suma dintre viteza de variație a impulsului din volumul de control și efluxul net de impuls din volumul de control. Forța

rezultantă care acționează asupra volumului de control este cauzată de diferența de presiune pe fețele care delimitează elementul și componenta presiunii pe fețele volumului de control pe direcția x. Diferența dintre forțele de presiune pe fețele volumului de control este dată de produsul dintre gradientul de forță și lungimea elementului (semnul minus apare datorită convenției conform căreia forțele sunt considerate pozitive în direcția x):

$$\frac{\partial(pA_c)}{\partial x}dx \tag{2.2}$$

iar presiunea pe cele două părți ale volumului de control produce o forță în direcția x:

$$p\frac{dA_c}{dx}dx \tag{2.3}$$

Pentru curgerea din sistemele de admisie/evacuare ale motoarelor cu ardere internă pereții conductelor pot fi considerați rigizi, motiv pentru care aria conductelor devine o funcție doar de x.

Forțele de forfecare care acționează asupra volumului de control apar datorită frecărilor dintre fluidul în mișcare și pereții ficși ai conductelor. Acest lucru poate fi modelat relativ simplu prin intermediul tensiunii de forfecare (τ_w) care se opune mișcării fluidului (fig. 2.1).

Pentru un volum de control infinitezimal forța de suprafață este dată de:

$$\pi D \tau_w dx$$
 (2.4)

unde D este un diametru echivalent sau hidraulic al conductei. Tensiunea de forfecare poate fi exprimată în funcție de coeficientul de frecare (f) al pereților conductei astfel:

$$\tau_{\rm w} = \frac{1}{2}\rho V^2 f \tag{2.5}$$

Acest lucru permite ca forțele de suprafață care acționează asupra volumului de control să fie reprezentate sub forma:

$$-\frac{1}{2}\rho V^2 f\pi Ddx \tag{2.6}$$

Pentru modelele monodimensionale ale proceselor gazodinamice din sistemele de admisie/evacuare ale motoarelor cu ardere internă includerea acestui termen este, uzual, singura posibilitate prin care se poate ține cont de vâscozitatea fluidului. Chiar și așa, caracterul ecuațiilor fundamentale rămâne, în principiu, nevâscos.

Viteza de variație a impulsului în volumul de control este:

$$\frac{\partial (V \rho A_c dx)}{\partial t}$$
(2.7)

Efluxul net de impuls din volumul de control poate fi scris ca:

$$\frac{\partial \left(\rho A_c V^2\right)}{\partial x} dx \tag{2.8}$$

Prin urmare, ecuația conservării impulsului devine:

$$-\frac{\partial(pA_{c})}{\partial x}dx + p\frac{dA_{c}}{dx}dx - \frac{1}{2}\rho V^{2}f\pi Ddx = \frac{\partial(V\rho A_{c}dx)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A_{c}V^{2})}{\partial x}dx$$
(2.9)

Ecuația conservării energiei

Ecuația conservării energiei poate fi determinată prin aplicarea principiul întâi al termodinamicii pentru volumul de control din figura 2.1:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial U_0}{\partial t} + \frac{\partial H_0}{\partial x} dx$$
(2.10)

unde U_0 este energia internă totală de stagnare a volumului de control, iar H_0 este entalpia totală de stagnare. Primul termen din dreapta al ecuației 10 poate fi rescris în funcție de energia internă specifică de stagnare:

$$\frac{\partial U_0}{\partial t} = \frac{\partial (u_0 \rho A_c dx)}{\partial t}$$
(2.11)

unde u_0 este definit ca:

$$u_0 = u + \frac{1}{2}V^2$$
 (2.12)

Termenul $\partial H_0 / \partial x \, dx$ reprezintă efluxul net de entalpie de stagnare prin suprafața de control și poate fi scris ca:

$$\frac{\partial H_0}{\partial x} dx = \frac{\partial (h_0 \rho A_c V)}{\partial x} dx$$
(2.13)

unde *h*⁰ este entalpia de stagnare a gazului. Aceasta poate fi exprimată în funcție de energia internă de stagnare prin ecuația:

$$h_0 = u_0 + \frac{p}{\rho}$$
 (2.14)

Transferul termic radial între gaz și pereții conductelor poate fi de asemenea încorporat în ecuația energiei. Considerând că transferul termic pe unitatea de masă de gaz este notat cu q, atunci viteza totală de transfer termic de la/către volumul de control este:

$$q \rho A_c dx$$
 (2.15)

Se reamintește faptul că transferul termic este considerat pozitiv atunci când sistemul primește căldură. Pentru curgerea gazelor într-un element de conductă al sistemului de admisie/evacuare al unui motor cu ardere internă, lucrul mecanic efectuat de sistem (cedat) / asupra sistemului (primit)este nul. Ținând cont de acestea, ecuația energiei ia următoarea formă:

$$q\rho A_{c}dx = \frac{\partial (u_{0}\rho A_{c}dx)}{\partial t} + \frac{\partial (h_{0}\rho A_{c}V)}{\partial x}dx$$
(2.16)

Prin urmare, ecuațiile care definesc curgerea monodimensională a unui fluid compresibil într-o conductă cu arie variabilă, frecare și transfer termic sunt:

continuitate:
$$\frac{\partial(\rho A_c)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V A_c)}{\partial x} = 0$$
 (2.17)

impuls:
$$\frac{\partial (V \rho A_c)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V^2 + p) A_c}{\partial x} - p \frac{dA_c}{dx} dx + \frac{1}{2} \rho V^2 f \pi D = 0$$
(2.18)

energie:
$$\frac{\partial (u_0 \rho A_c)}{\partial t} + \frac{\partial (h_0 \rho A_c V)}{\partial x} - q \rho A_c = 0$$
(2.19)

Acestea reprezintă un set de ecuații diferențiale hiperbolice neliniare. Dezvoltând ecuațiile și rearanjând termenii se obține:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V)}{\partial x} + \frac{\rho V}{A_c} \frac{dA_c}{dx} = 0$$
(2.20)

$$\frac{\partial(V\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V^2 + p)}{\partial x} - \frac{\rho V^2}{A_c} \frac{dA_c}{dx} + \rho G = 0$$
(2.21)

unde $G = \frac{1}{2}V|V|f\frac{4}{D}$ (termenul V|V| este utilizat pentru a avea siguranța că frecarea cu peretele se opune întot deauna mișcării fluidului).

$$\frac{\partial(\rho u_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V h_0)}{\partial x} - \frac{\rho V h_0}{A_c} \frac{dA_c}{dx} - \rho q = 0$$
(2.22)

Aceste ecuații pot fi rescrise sub formă vectorială:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho V \\ \rho U_0 \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho V^2 + \rho \\ \rho V h_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho V^2 \\ \rho V h_0 \end{bmatrix} \frac{d(\ln A_c)}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G \\ -\rho q \end{bmatrix} = 0$$
(2.23)

În cazul în care secțiunea conductei este constantă, curgerea are loc fără frecare și fără schimb de căldură, iar ecuația se reduce la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho V \\ \rho u_0 \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho V^2 + \rho \\ \rho V h_0 \end{bmatrix} = 0$$
(2.24)

Aceste ecuații sunt cunoscute ca ecuațiile lui Euler. Totodată, această reprezentare a ecuațiilor este forma principiului de conservare, deoarece poate fi obținută direct prin integrarea ecuațiilor de conservare a masei, impulsului și energiei pentru volumul de control fixat (fig. 2.1).

Ecuația poate fi rescrisă prin menținerea ariei secțiunii transversale a conductei în termenii diferențiali:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho A_c \\ \rho V A_c \\ \rho U_0 A_c \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \rho V A_c \\ (\rho V^2 + \rho) A_c \\ \rho V h_0 A_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\rho \frac{dA_c}{dx} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G A_c \\ -\rho q A_c \end{bmatrix} = 0$$
(2.25)

Programul Lotus Engine Simulation utilizează ambele variante de ecuații prezentate (2.23 și 2.25). Avantajele utilizării uneia sau alteia din cele două ecuații sunt detaliate în Winterbone și Pearson [2].

2.1.2. Frecare la perete

Coeficientul de frecare din conducte este definit prin ecuația:

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho V^2}$$
(2.26)

În cazul simulării fenomenelor de undă este o practică uzuală utilizarea unei valori constante pentru coeficientul de frecare (*f*), valoare cuprinsă în intervalul 0.004...0.01. În cazul conductelor care prezintă curburi, însă se pot utiliza valori mai mari. Acest lucru se poate observa și pe diagrama Moody pentru o conductă cu pereți netezi ($k < 2,5 \mu$ m) care, pentru cifre Reynolds în domeniul 1*10⁴ $\leq Re \leq 5$ *10⁵, indică o valoare a coeficientului de frecare (*f*) cuprinsă între 0.0035 și 0.008. Cifra Reynolds se determină pe baza ecuației:

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho V D}{\mu}$$
(2.27)

unde *D* este diametrul conductei, *V* viteza de curgere, ρ densitatea, iar μ vâscozitatea dinamică a fluidului.

Programul Lotus Engine Simulation permite definirea coeficientul de frecare din conducte în trei moduri. Prima metodă este specificarea directă a acestui coeficient, însă necesită o oarecare experiență din partea utilizatorului, respectiv cunoștințe privind valoarea medie pe ciclu a cifrei Reynolds din conductele sistemului de admisie/evacuare ale motorului cu ardere internă. Pentru celelalte două opțiuni definirea coeficientului de frecare se face indirect, fie în funcție de valoarea rugozității conductei (specificată de către utilizator), fie ca o valoare implicită pentru rugozitatea conductei în funcție de material (de asemenea, specificat de către utilizator). În acest ultim caz, valorile specifice suprafețelor pentru materialele disponibile în program sunt prezentate în tabelul 2.1.

Material	Rugozitate suprafață [mm]
Fontă	0.25
Aluminiu	0.0015
Oţel	0.0015
Conductă cu pernă de aer (cu pereți dubli)	0.0015
Plastic (poliamidă 6.6)	0.0015
Magneziu	0.0015
Cordierit	0.0015
Alumină	0.25

Tabel 2.1 Rugozitatea suprafețelor pentru diferite materiale (adaptare după [1])

Pentru valori ale cifrei Reynolds cuprinse în intervalul $3.5*10^3 \le Re \le 10^8$ și o rugozitate relativă (*k/D*) în domeniul $10^{-6} \le (k/D) \le 10^{-2}$, evaluarea coeficientului de frecare la perete se face utilizând ecuația:

$$f = \frac{1}{4} \frac{0.25}{\left[\log_{10}\left(\frac{k}{3.7 \cdot D} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}}\right)\right]^2}$$
(2.28)

Vâscozitatea gazului (μ) este o funcție de temperatură și este evaluată direct de către codul programului. Pentru valori ale cifrei Reynolds mai mici de 3500 se consideră că are loc o curgere laminară, iar expresia coeficientul de frecare este dată de ecuația:

$$f = \frac{16}{\text{Re}}$$
(2.29)

Ecuațiile 2.28 și 2.29 pot fi aplicate atât pentru a furniza o valoare a coeficientului de frecare în fiecare punct al grilei de calcul și la fiecare pas de calcul, pentru a furniza o valoare medie pentru fiecare secțiune de conductă din care se compune sistemul de admisie/evacuare al motorului cu ardere internă. Pentru a reduce timpul de simulare, în cadrul Lotus Engine Simulation s-a adoptat cea de a doua variantă.

2.1.3. Transfer termic

Transferul termic prin *pereții* conductelor. În cadrul programului software Lotus Engine Simulation transferul termic convectiv este modelat conform soluției propuse de Benson [3]. Acest model pornește la ipoteza că analogia între schimbul de căldură și de impuls pentru curgerile staționare poate fi extinsă și la curgeri nestaționare (ceea ce nu este complet adevărat). Suplimentar față de suprasimplificarea mecanismului de transfer termic turbulent întâlnită la analogia Reynolds, abordarea Benson neglijează și existența oricărui substrat laminar. Această abordare reprezintă însă o primă aproximare suficient de bună. Viteza de transfer termic pe unitatea de masă (ġ) este dată de ecuația:

$$\dot{q} = \frac{4h}{\rho D} \left(T_w - T_g \right) \tag{2.30}$$

unde h – coeficientul de convecție; T_w – temperatura peretelui interior al conductei; T_g – temperatura gazului din conductă. Conform analogiei Reynolds, coeficientul de convecție este:

$$h = \frac{1}{2} f \rho V c_{\rho} \tag{2.31}$$

unde c_p este capacitatea termică specifică la presiune constantă. Coeficientul de frecare (f) poate fi specificat independent de valoarea utilizată în ecuația impulsului. Astfel, ecuația 2.30 devine:

$$\dot{q} = \frac{2fV}{D}c_{p}\left(T_{w} - T_{g}\right)$$
(2.32)

iar pentru gaze ideale:

$$\dot{q} = \frac{2fV}{D} \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \left(T_{w} - T_{g} \right)$$
(2.33)

unde $\kappa = c_p / c_v$ iar c_v este capacitatea termică specifică la volum constant.

La finalul fiecărui ciclu căldura totală schimbată cu pereții în fiecare punct al grilei de calcul, este însumată pentru a realiza un calcul simplu monodimensional în vederea determinării temperaturii peretelui interior, temperatură care va fi utilizată pentru ciclul următor. Prin urmare, este necesar a se specifica grosimea peretelui, materialul acestuia și metoda de răcire.

Proprietățile implicite ale materialelor sunt prezentate în tabelul 2.2:

Material	Densitate	Conductivitate termică	Capacitate termică specifică
Wateria	[kg/m³]	[W/mK]	[kJ/kg]
Fontă	7250	36	470
Aluminiu	2700	204	940
Oțel	7900	48	490
Conductă cu pernă de aer	4836	4.1	490
Plastic (poliamidă 6.6)	1400	0.25	1256
Magneziu	1760	86	1005
Cordierit	7900	48	490
Alumină	2100	2	840

Tabel 2.2 Proprietăți implicite ale materialelor (adaptare după [1])

Proprietățile implicite pentru metodele de răcire posibile sunt prezentate în tabelul 2.3:

Tabel 2.3 Proprietăți pentru metode de răcire implicite (adaptare după [1])

Fluid răcire	Temperatură fluid răcire [°C]	Coeficient de convecție [W/m²K]	
Aer	Temperatura ambientală	20	
Lichid	100	5000	

2.1.4. Curburi

Conductele curbate (fig. 2.2, fig. 2.3) sunt modelate, în principiu, în același fel ca și conductele drepte. Unghiul de curbură și raza sunt specificate ca și proprietăți ale conductei, iar apoi, date empirice obținute pe baza [4], sunt utilizate pentru a estima un coeficient de frecare echivalent al peretelui conductei. Acest coeficient de frecare echivalent aproximează pierderile de presiune cauzate de curbură asupra curgerii gazului.

Pentru calculul este necesară specificarea lungimii conductei l care prezintă o curbură. În cazul în care această valoare este mai mică decât produsul dintre raza de curbură (*r*) și unghiul (ϕ) specificat valoarea razei de curbură este redusă pentru a ajunge la lungimea corectă. Dacă lungimea este mai mare decât produsul dintre raza de curbură și unghiul specificat, curbura este plasată în centrul conductei, iar partea de conductă din amonte, respectiv din aval care înconjoară curbura sunt setate ca valori egale din diferență.

Căderea de presiune (Δp) datorită curenților secundari și a regiunilor de separare din curbură și redezvoltarea curentului în avalul acesteia pot fi exprimate astfel:

$$\Delta p = \kappa_b \frac{1}{2} \rho V^2 \tag{2.34}$$

unde K_b este coeficientul de pierdere al curburii.



Fig. 2.2 Variația coeficientului de pierderi ale curburii conductei (adaptare după [1])



Fig. 2.3 Definirea razei de curbură

Având în vedere solicitarea la forfecare (τ_w) dezvoltată pe o lungime Δx de conductă, coeficientul de frecare la perete (f)

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho V^2}$$
(2.35)

poate fi exprimat astfel:

$$f = \frac{\Delta p \cdot D}{2\Delta x \rho V^2}$$
(2.36)

Combinând ecuațiile 2.34 și 2.36 se obține următoarea expresie pentru coeficientul de frecare:

$$f = \frac{D}{4\Delta x} \kappa_b \tag{2.37}$$

Conform lui Miller [4], în funcție de unghiul de curbură și raportul rază-diametru (r/D), pentru un o valoare a cifrei Reynolds de Re = 10⁶, se poate estima un coeficient de pierderi de bază K_b^{*}. Acest coeficient de bază este apoi modificat pentru a obține coeficientul de pierderi corectat:

$$K_b = K_b^* \cdot C_{\text{Re}} \cdot C_0 \cdot C_f \tag{2.38}$$

unde *C_{Re}*, *C*₀ și *C_f* sunt factori de corecție care țin cont de variațiile numărului Reynolds (*C_{Re}*), lungimii exterioare a conductei (*C*₀), rugozității suprafeței (*C_f*). Ca urmare, în zona curburii conductei coeficientul de frecare poate să crească de 3, 4 ori în comparație cu restul conductei.

Figura 2.4 prezintă variația coeficientului de pierderi de bază în funcție de unghiul de curbură (\mathcal{O}) și raportul rază-diametru (r/D) pentru o valoare a cifrei Reynolds de $Re = 10^6$. Coeficientul de corecție al rugozității suprafeței (C_f), pentru $r/D \ge 1$ și $Re \le 10^6$ se obține din ecuația:

$$C_f = \frac{f_{rough}}{f_{smooth}}$$
(2.39)

unde *f*_{smooth} este coeficientul de frecare al unei conducte cu perete neted, iar *f*_{rough} este coeficientul de frecare obținut pentru rugozitatea conductei și curburii specificate de utilizator.

În figura 2.5 este prezentată variația coeficientului de corecție al rugozității suprafeței C_f (pe baza ecuației 2.39), pentru $r/D \ge 1$ și $Re > 10^6$.



Fig. 2.4 Variația coeficientului de pierderi de bază în funcție de unghiul de curbură (Φ) și raportul rază-diametru (r/D) (adaptare după [1])



Fig. 2.5 Variația coeficientului de corecție al rugozității suprafeței C_f (adaptare după [1])

2.1.5. Conducte conice

Conductele conice, sunt abordate într-un mod similar cu cele curbate. Pentru definirea acestor conducte (fig. 2.6) se poate specifica, ca proprietate diametrul în diferite locații în lungul acesteia. Ecuațiile utilizate se bazează pe presupunerea conform căreia curentul de gaz umple uniform întreaga conductă. Ca urmare, pierderile secundare asociate curgerii, cauzate de separarea curentului în zonele cu schimbare bruscă de secțiune ale difuzorului, sunt neglijate. Pentru a dezvolta o relație care să permită estimarea unui coeficient de frecare echivalent al peretelui conductei, coeficient care să reproducă pierderile de presiune cauzate de variația de secțiune din difuzor asupra curgerii gazului, se utilizează date empirice bazate pe referința [4].

Pierderile secundare datorită curenților secundari și regiunilor de separare din difuzor, respectiv redezvoltarea curentului în aval, pot fi exprimate prin ecuația:



unde K_d este coeficientul de pierdere al difuzorului. Având în vedere solicitarea la forfecare dezvoltată pe o lungime Δx de conductă, coeficientul de frecare la perete (f)

f

$$=\frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho V^2}$$
(2.41)

poate fi exprimat astfel:



Fig. 2.6 Definirea conductelor conice

$$f = \frac{\Delta p \cdot D}{2\Delta x \rho V^2}$$
(2.42)

Combinând ecuațiile 2.40 și 2.42 se obține următoare expresie pentru coeficientul de frecare (*f*):

$$f = \frac{D}{4\Delta x} K_d \tag{2.43}$$

Coeficientul de pierderi al difuzorului (K_d) poate fi exprimat prin ecuația:

$$K_{d} = c\left(\theta\right) \left[1 - \frac{A_{1}}{A_{2}}\right]^{2}$$
(2.44)

unde $c(\theta)$ poate fi aproximat ca:

$$c(\theta) = 0.12 + 4(1 - \cos\theta) \tag{2.45}$$

Suplimentar, pentru pierderile din difuzor se poate aplica un coeficient de corecție al cifrei Reynolds (*C_{Re}*):

$$C_{\rm Re} = \left(\frac{1}{\rm Re}\right)^{0.18}$$
(2.46)

2.1.6. Joncțiuni

Atunci când mai multe conducte sunt conectate (fig. 2.7 și fig. 2.8), într-o primă etapă, programul verifica tipul de joncțiune. Dacă sunt conectate doar două conducte și diametrele celor două conducte sunt egale joncțiunea se modelează ca o tranziție lină, fără discontinuități de presiune. În schimb, dacă cele două conducte au diametre diferite, apare o variație de secțiune tip treaptă, iar ca urmare se produce o discontinuitate de presiune în conformitate cu cerințele de conservare a masei și impulsului. În acest caz, se utilizează modelele de lărgire și contracție bruscă a secțiunii transversale a conductei [3].

Dacă la joncțiune sunt conectate mai mult de două conducte la joncțiunea respectivă, atunci se aplică un model de joncțiune cu presiune constantă. Acesta poate fi transformată într-un model de joncțiune cu pierderea de presiune prin utilizarea elementului joncțiune cu pierdere (**loss junction**) de presiune (**L**).

Propagarea undelor de presiune prin joncțiune, în sistemul de admisie/evacuare al motorului cu ardere internă este un fenomen intrinsec multidimensional. Modelarea unei astfel de joncțiuni cu un model monodimensional prezintă provocări majore, deoarece geometria joncțiunii nu poate fi complet



Fig. 2.7 Joncțiune acceptată pentru motoare supraalimentate [1]

reprezentată și poate avea o influență semnificativă asupra undelor de presiune care se propagă prin aceasta.

În cazul simulărilor care includ fenomene de undă din sistemele motorului cu ardere internă, pentru modelarea joncțiunilor de conducte se utilizează, cel mai adesea, variațiuni ale celor două modele la limită: joncțiune cu presiune constantă, joncțiune cu pierdere de presiune.

În ambele situații este necesar să se consideră că, atât curentul care intră în joncțiune cât și cel care iese sunt monodimensionale, iar dimensiunile fizice ale joncțiunii sunt neglijabile în comparație cu dimensiunile generale ale rețelei de conducte.

În cazul motoarelor supraalimentate este adesea considerată acceptabilă utilizarea joncțiunii cu presiune constantă, deoarece vitezele de curgere sunt relativ scăzute. Situația se schimbă atunci când se utilizează joncțiuni tip "convertor de impuls" (**impulse converter**) deoarece aceste joncțiuni sunt astfel proiectate încât să producă pierderi mari de presiune într-o direcție preferențială. În cazul motoarelor pe benzină vitezele de curgere sunt semnificativ mai mari și, prin

urmare, devine mai importantă considerarea pierderilor asociate curgerii, deoarece acestea pot avea un efect semnificativ asupra coeficientului de umplere al motorului.

Joncțiuni de tipul presiune constantă

Cea mai simplă metodă de modelare a joncțiunilor de mai multe conducte este să se presupună că presiunea statică la capetele tuturor conductelor este uniformă:

$$p_1 = p_2 = p_N$$
 (2.47)

unde N reprezintă numărul de conducte conectate la joncțiune. Acest lucru pornește de la presupunerea că pentru valori mici de curgere căderea de presiune prin joncțiune este neglijabilă.

Caracteristica joncțiunii de tipul presiune constantă este complet definită de ariile geometrice ale conductelor care formează joncțiunea și, prin urmare, nu este necesar să se furnizeze date suplimentare, așa cum este cazul joncțiunii cu pierderea de presiune.

Pentru a obține valorile de entropie la capetele conductelor conectate la joncțiune se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

- Pentru conductele în care curgerea are loc înspre joncțiune se utilizează nivelul de entropie din conducte.
- Se presupune că entropia de stagnare pentru curenții care ies din joncțiune este aceeași cu media valorilor de entropie ale curenților care intră în joncțiune. Acest lucru se bazează pe presupunerea conform căreia curenții care intră în joncțiune se amestecă înainte de ieșirea din joncțiune.

Atunci când o undă de presiune interacționează cu o joncțiune de presiune constantă, experimentează o schimbare de arie din simplul motiv că are acces la toate conductele care intră în joncțiune. Ca urmare, interacțiunea dintre undă și

joncțiune este similară cu aceea a unei unde într-o zonă cu schimbare bruscă de arie (în sensul creșterii acesteia). Această proprietate a interacțiunii este utilizată pentru a îmbunătăți optimizarea sistemelor de admisie/evacuare, iar joncțiunea poate fi utilizată pentru a genera o undă refractară, ca răspuns la unda de presiune. Acest lucru este tratat în detaliu în [2] unde aplicarea joncțiunilor pentru sistemele de admisie/evacuare este discutată în detaliu.



Joncțiuni de tipul joncțiune cu pierdere de presiune

În toate cazurile unde apar joncțiuni apar și pierderi de presiune, însă acestea sunt mai mari în cazul anumitor joncțiuni decât în cazul altora. Pentru a permite includerea efectelor geometriei asupra acestor căderi de presiune s-a dezvoltat modelul de joncțiune cu cădere de presiune. Acest model necesită date specifice joncțiunii, date care vizează căderea de presiune prin joncțiune pentru diferite configurații de curgere în funcție de raportul presiunilor, raportul debitelor masice, respectiv debitul masic. Aceste date sunt uzual exprimate în funcție de coeficienții de cădere de presiune pentru curgere staționară. Mai multe detalii se pot găsi în [2].

Utilizarea coeficienților de cădere de presiune pentru curgere staționară în simulările cu unde de presiune se bazează pe ipoteza conform căreia căderea de presiune dintre oricare două ramuri ale joncțiunii, atunci când apare un câmp de curgere instabilă, este instantaneu echivalentă cu valoarea căderii de presiune dintre cele două ramuri ale joncțiunii, atunci când acestea sunt supuse la o curgere staționară. Aceasta formează baza ipotezei unei curgeri cvasi-staționare, ipoteză care este uzual utilizată în modelele la limită ale codurilor de simulare a motoarelor.

În programul Lotus Engine Simulation se aplică o soluție generalizată pentru evaluarea căderii instantanee de presiune dintre ramurile joncțiunii. O detaliere a acestui model se poate găsi în referința [5]. Această tehnică generalizată se bazează pe impulsul fluidului și prezintă avantajul că permite să fie abordate joncțiuni având orice număr de ramuri. Singurele date suplimentare necesare pentru acest model în plus față de joncțiunea cu presiune constantă, este legătura unghiulară dintre ramurile care formează joncțiunea.

Coeficientul căderii de presiune

Modelul de joncțiune cu cădere presiune necesită date specifice joncțiunii respective, date care fac referire la căderea de presiune pe joncțiune pentru diferite configurații de curgere în funcție de raportul presiunilor, raportul debitelor masice și debitul masic. Aceste date sunt exprimate pe baza unui coeficient al căderii de presiune (*K*_i) pentru curgere staționară care poate fi exprimat pe baza presiunii de stagnare:

$$K_{i} = \frac{\left(\rho_{up} + \frac{1}{2}\rho V_{up}^{2}\right) - \left(\rho_{down} + \frac{1}{2}\rho V_{down}^{2}\right)}{\frac{1}{2}\rho V_{com}^{2}}$$
(2.48)

unde *K*_i reprezintă coeficientul căderii de presiune, iar indicii *"up"* și *"down"* sunt utilizați pentru a face referire la ramurile din amonte (*up*), respectiv din aval (*down*) între care se aplică coeficientul căderii de presiune. Indicele *"com"* reprezintă ramura prin care trece întregul debit care intră în joncțiune.

Lotus Engine Simulation - Elemente de teorie

Pentru a caracteriza chiar și o joncțiune cu trei conducte sunt necesari 12 coeficienți diferiți. Coeficienții căderii de presiune trebuie să fie obținuți fie prin teste de curgere staționară, fie prin formule empirice sau analitice simplificate. O descriere a procedurii pentru determinarea coeficienților căderii de presiune, în cazul unei curgeri staționare printr-o joncțiune sunt prezentate în [2]. Coeficienții căderii de presiune de stagnare la curgerea între două ramuri ale joncțiunii și pot fi încorporați în ecuațiile la limită ale joncțiunii, care mai apoi sunt rezolvate printr-un proces iterativ [2].

Având în vedere modul în care este construit modelul joncțiunii cu cădere de presiune se poate anticipa că acesta nu se va comporta corespunzător în cazul curgerilor nestaționare deoarece are la bază date pentru curgeri staționare, însă Basset ș.a. [6] au demonstrat faptul că acest model se comportă bine, chiar și în cazul scurgerilor unde apar unde de șoc.

Estimarea coeficientului de pierdere

Pentru o evaluare corectă a fenomenelor dintr-o joncțiune este necesară exprimarea căderii de presiune dintre diferitele ramuri ale joncțiunii. Se poate argumenta faptul că atunci când, într-o joncțiune, intră curenți din mai multe conducte presiunea la cele două capete ale conductelor trebuie să fie egală. În cazul modelului de joncțiune cu cădere de presiune, pentru fiecare pas de calcul rezolvarea ecuațiilor la limită pornește de la identificarea unei ramuri de referință: ramura cu cel mai mare debit înspre joncțiune. Ca urmare este necesară doar o relație pentru estimarea căderii de presiune între ramura de referință și ramurile prin care iese curentul din joncțiune.

Se consideră o joncțiune formată din n ramuri. În orice moment, o parte dintre aceste ramuri vor conține fluid care curge în joncțiune, iar altele care conțin fluid care curge dinspre joncțiune în exterior. În [5] s-a demonstrat faptul că se poate obține o expresie pentru căderea coeficientul căderii de presiune dintre ramura de referință (notată cu *"dat"*) și oricare altă ramură (notată cu *"j"*) care prin care iese fluidul din joncțiune:

$$\kappa_{j} = q_{j}^{2} \psi_{j}^{2} + 1 - 2q_{j} \psi_{j} \cos\left[\frac{3}{4}(\pi - \theta)\right]$$
(2.49)

unde ψ_j reprezintă raportul ariilor dintre ramura de referință (*"dat"*) și ramura j:

$$\psi_{j} = \frac{A_{dat}}{A_{j}}$$
(2.50)

iar q_i raportul debitelor masice:

$$q_j = \frac{m_j}{\dot{m}_{dat}} \tag{2.51}$$

În figura 2.9 este prezentată soluția ecuației 2.49 pentru diverse valori ale unghiului dintre ramuri (θ) și ale raportului debitelor masice cuprinse, atunci când ψ = 1. Se poate constata o puternică dependență a coeficientului căderii de presiune atât de unghiul dintre ramuri (θ), cât și de raportul debitelor q_j . O analiză mai atentă a ecuației 2.49 pune în evidență faptul că termenul ψ va avea asupra coeficientului căderii de presiune o influență similară cu cea a raportului debitelor masice.



Fig. 2.9 Variația coeficientului de pierderi în funcție de unghiul de curbură și debitul masic (adaptare după [7])
2.2. Cilindrii și volume

Cilindrii și volumele sunt tratate ca elemente 0-dimensionale, respectiv ca elemente pentru care nu se ia în considerare lungimea, ci doar masa conținută, presiunea, temperatura și volumul. Valorile corespunzătoare acestor proprietăți sunt calculate în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit pe baza principiului conservării energiei:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{ht} + \dot{Q}_{comb} - \dot{W}_v + \dot{H}_{in} - \dot{H}_{ex}$$
(2.52)

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \frac{\delta Q_{ht}}{dt} + \frac{\delta Q_{comb}}{dt} - \frac{\delta W_v}{dt} + \frac{dH_{in}}{dt} - \frac{dH_{ex}}{dt}$$
(2.53)

unde δQ_{ht} – căldura schimbată prin transfer termic, δQ_{comb} – căldura introdusă în sistem în urma procesului de ardere (degajată prin ardere), δW_v – lucrul mecanic schimbat de sistem cu mediul exterior (lucru mecanic de volum), dH_{in} – variația de entalpie datorită curgerii gazelor în sistem, dH_{in} – variația de entalpie datorită curgerii gazelor în sistem în exterior, δE_{cv} – variația de energie internă a agentului de lucru (gazul din cilindru).

Pentru a obține soluția la această ecuație, calculul se efectuează parcurgând următorii pași:

- i. Se calculează căldura degajată prin ardere δQ_{comb}
- ii. Se calculează variația de entalpie datorită curgerii gazelor $\delta H_{flow} = \delta H_{in} \delta H_{out}$
- iii. Se calculează transferul termic pe baza valorii vechi (pasul anterior) a temperaturii din cilindru δQ_{ht}
- iv. Se estimează variația presiunii din cilindru (*dp*) datorită variațiilor de energie și volum:

$$dp = p_{cyl} \left(\frac{\delta Q_{ht} + \delta Q_{comb} + dH_{flow}}{m_{cyl} \cdot c_v \cdot T_{cyl}} - \kappa \frac{dV}{V_{cyl}} \right)$$
(2.54)

unde p_{cyl} – presiunea din cilindru pentru pasul anterior, m_{cyl} – masa din cilindru, c_v – căldura specifică la volum constant, T_{cyl} – temperatura din cilindru pentru pasul anterior, dV – variația de volum pe durata incrementului, V_{cyl} – volumul cilindrului pentru pasul anterior, κ – raportul căldurilor specifice.

v. Se estimează cantitatea de lucru mecanic de dilatare (exterior) schimbată (δW)

$$\delta W_{v} = dV \left(p_{cv'} + 0.5 \cdot dp \right) \tag{2.55}$$

vi. Se estimează variația de temperatură (*dT*)

$$dT = \frac{\delta Q_{ht} + \delta Q_{comb} - dH_{flow}}{C_{u}}$$
(2.56)

După efectuarea acestui calcul se intră în bucla de determinare a convergenței temperaturii din cilindru (pe baza unui calcul iterativ). În acest scop se parcurg următorii pași:

▶ Se calculează noua valoare a temperaturii din cilindru (*T_{new}*):

$$T_{new} = T_{cvl} + dT \tag{2.57}$$

▶ Se calculează noua valoare a presiunii din cilindru (*p*_{new}):

$$p_{new} = \frac{m_{cyl}R_{cyl}T_{new}}{V_{new}}$$
(2.58)

unde V_{new} – noua valoarea a volumului din cilindru, R_{cyl} – constanta de gaz ideal pentru gazele din cilindru;

• Se calculează cantitatea de lucru mecanic de dilatare (exterior) schimbată (δW_{ν}):

$$\partial W_{\nu} = dV \left(p_{c\nu} + 0.5 \cdot dp \right) \tag{2.59}$$

- Se recalculează transferul termic pe baza valorii medii a temperaturii pe durata pasului;
- Se calculează variația de energie datorită variației de temperatură:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \frac{\delta Q_{ht}}{dt} + \frac{\delta Q_{comb}}{dt} - \frac{\delta W_v}{dt} + \frac{dH_{in}}{dt} - \frac{dH_{ex}}{dt}$$
(2.60)

Se calculează noua valoare a energiei interne (*E*_{new}) datorită variației temperaturii din cilindru:

$$dE_2 = E_{new} - E_{cyl} \tag{2.61}$$

unde *E_{new}* – energia internă a gazului din cilindru pentru pasul actual, iar *E_{cyl}* – energia internă a gazului din cilindru pentru pasul anterior;

• Se calculează eroarea de variație a temperaturii datorită neconcordanțelor din variația de energie internă.

$$\delta T = \frac{E_1 - E_2}{c_v} \tag{2.62}$$

Pentru dT > 0.01 K se repetă pașii 1-7. În cazul în care s-a obținut convergența ($dT \le 0.01$ K) se recalculează toate condițiile din cilindru pe baza celei mai noi valori de temperatură.

2.3. Proprietățile gazelor și combustibililor

2.3.1. Gaze

În cazul programului software Lotus Engine Simulation, gazul este transportat către toate elementele sistemului ca un amestec de 11 gaze (CO₂, CO, N₂, H₂O, O₂, H₂, H, N, NO, O, OH) și combustibil (C₈H₁₈, C₁₂H₂₆, CH₄). Proprietățile gazelor individuale (entalpia, energia internă, capacitatea termică la presiune constantă, respectiv la volum constant, entalpia specifică, energia internă specifică, capacitatea termică specifică la presiune constantă, respectiv la volum constant, entalpia specifică, energia internă specifică, capacitatea termică specifică la presiune constantă, respectiv la volum constant, raportul căldurilor specifice) sunt calculate ca funcții de temperatură. Ținând cont de aceste proprietăți și de fracția molară din fiecare gaz se calculează proprietăților amestecului. Această abordare are avantajul că un număr mare de combustibili și coeficienți aer-combustibil pot fi simulați cu o precizie ridicată. Suplimentar, se pot determina corect efectele compoziției gazului asupra unor parametri (ex. influența asupra vitezei sunetului în sistemele de admisie/evacuare). Modelul de calcul al proprietăților gazelor are la bază interpolarea polinomială a datelor termodinamice pentru fiecare specie chimică.

În continuare sunt prezentate formulele de calcul pentru proprietățile gazelor. În cadrul formulelor de calcul temperatura T este în grade Kelvin, i reprezintă specia chimică i, iar yi fracțiunea de masă din specia chimică i. Moleculele C₈H₁₈, C₁₂H₂₆ reprezintă combustibili care, sunt tratați ca gaze semiperfecte.

Entalpia H [kJ] și entalpia specifică h [kJ/kmol]

$$H_{i} = C(1,i) + C(2,i) \cdot T + C(3,i) \cdot T^{2} + C(4,i) \cdot T^{3} + C(5,i) \cdot T^{4} + C(6,i) \cdot T^{5}$$

$$h_{i} = H_{i} \cdot Y_{i}$$
(2.63)

Energia internă U [kJ]

$$U_{i} = C(1,i) + (C(2,i) - 8.3143) \cdot T + C(3,i) \cdot T^{2} + C(4,i) \cdot T^{3} + C(5,i) \cdot T^{4} + C(6,i) \cdot T^{5}$$
(2.64)

Capacitatea termică C_p și capacitatea termică specifică c_p [kJ/kmolK]

$$C_{p,i} = (C(2,i) - 8.3143) \cdot T + 2 \cdot C(3,i) \cdot T^{2} + 3 \cdot C(4,i) \cdot T^{3} + 4 \cdot C(5,i) \cdot T^{4}$$

$$c_{p,i} = C_{p,i} \cdot Y_{i}$$
(2.65)

Raportul căldurilor specifice κ [-]

$$\kappa = \frac{c_{p,i}}{c_{v,i}} \tag{2.66}$$

Constantele utilizate în funcțiile polinomiale sunt prezentate în tabelul 2.4.

Gaz	C(1,i)	C(2,i)	C(3,i)	C(4,i)	C(5,i)	C(6,i)
CO ₂	8.53180·10 ³	$3.25125 \cdot 10^{1}$	1.60781·10 ⁻²	-4.40782·10 ⁻⁶	6.03402·10 ⁻¹⁰	-3.19676·10 ⁻¹⁴
CO	-5.37642·10 ³	2.44908·10 ¹	6.78366·10 ⁻³	-1.95795·10 ⁻⁶	1.95795·10 ⁻⁶	$-1.69549 \cdot 10^{-14}$
N ₂	-5.42863·10 ³	2.49772·10 ¹	5.55873·10 ⁻³	-1.31301·10 ⁻⁶	1.60933·10 ⁻¹⁰	-7.83497·10 ⁻¹⁵
H ₂ O	-6.74833·10 ³	2.90490·10 ¹	6.34861·10 ⁻³	1.32967·10 ⁻⁷	-2.07043·10 ⁻¹⁰	1.89951·10 ⁻¹⁴
O ₂	-6.13554·10 ³	2.75270·10 ¹	4.90270·10 ⁻³	-1.12290·10 ⁻⁶	1.56948·10 ⁻¹⁰	-8.99417·10 ⁻¹⁵
H ₂	-5.81014·10 ³	2.74628·10 ¹	9.98330·10 ⁻⁴	4.98229·10 ⁻⁷	-1.21425·10 ⁻¹⁰	8.46123·10 ⁻¹⁵
Н	-3.71265·10 ³	2.07608·10 ¹	2.01380·10 ⁻⁵	-2.34841·10 ⁻⁹	-4.50667·10 ⁻¹³	7.65134·10 ⁻¹⁷
Ν	-3.73358·10 ³	2.08368·10 ¹				
NO	-5.74549·10 ³	$2.59652 \cdot 10^{1}$	5.86742·10 ⁻³	-1.51902·10 ⁻⁶	1.99843·10 ⁻¹⁰	-1.02338·10 ⁻¹⁴
0	-3.91433·10 ³	2.15541·10 ¹	-3.95111·10 ⁻⁴	7.63944·10 ⁻⁸	-1.87054·10 ⁻¹²	-1.89714·10 ⁻¹⁶
ОН	$-5.71612 \cdot 10^3$	2.68321·10 ¹	2.19784·10 ⁻³	-1.26828·10 ⁻⁹	-3.97440·10 ⁻¹¹	3.45361·10 ⁻¹⁵
C ₈ H ₁₈	$-3.41825 \cdot 10^4$	5.79085·10 ¹	2.18194·10 ⁻¹			
$C_{12}H_{26}$	-7.15018·10 ⁴	1.73645·10 ²	2.49832·10 ⁻¹			
CH_4	6.04206·10 ³	2.13465·10 ¹	2.42595·10 ⁻²			
CH₃OH	-7.15133·10 ³	2.11500·10 ¹	3.54600.10-2	8.62300·10 ⁻⁶	-7.12900·10 ⁻⁹	

Tabel 2.4 Constantele funcțiilor polinomiale de determinare a proprietăților speciilor chimice (T = 500...3000 [K]) (adaptare după [1])

2.3.2. Combustibili

Programul software Lotus Engine Simulation oferă utilizatorului posibilitatea de a utiliza patru combustibili predefiniți (tabelul 2.2). În cazul în care dorește, utilizatorul poate modifica proprietăților acestor combustibili, respectiv poate specifica și alți combustibili. Chimia arderii și vitezele de degajare a căldurii vor fi adaptate automat de către programul software. Pentru mai multe detalii privind chimia arderii se recomandă sursa bibliografică [8].

Combustibil	Formula chimică	Puterea calorică inferioară [kJ/kg]	Densitatea relativă	Raportul H/C	Raportul O/C	Masa molară [kg/kmol]	Factorul de maldistribuție
Benzină	C_8H_{18}	43000	0.75	1.8	0.0	114.23	1.0
Motorină	$C_{12}H_{26}$	42700	0.84	1.9	0.0	170	1.0
Metan	CH_4	46280	0.7373E-3	3.87	0.0	17.423	0.0
Metanol	CH₃OH	20000	0.79	4.0	1.0	32.04	1.0

Tabel 2.5 Constantele funcțiilor polinomiale de determinare a proprietăților speciilor chimice (T = 500...3000 [K]) (adaptare după [1])

Pentru a reduce efortul de calcul, programul software Lotus Engine Simulation nu utilizează modele de calcul arderii bazate pe cinetică chimică. Pentru a ține însă cont de efectele amestecării imperfecte și a disocierii asupra vitezei efective de degajare a căldurii se utilizează așa numitul factor de maldistribuție, care, pentru a ține cont de aceste efecte reduce puterea calorică efectivă a combustibilului. În cazul în care acest factor are valoarea 0 se presupune că amestecarea este aproape perfectă și astfel se utilizează o valoarea ridicată pentru puterea calorică efectivă a combustibilului. În schimb, dacă valoarea este 1, se reduce cantitatea de CO₂ și se cresc cantitățile de CO și O₂ pentru recalcularea puterii calorice efective a combustibilului. Puterea calorică efectivă (specificată în fișierul de rezultate .MRS) este definită ca diferența dintre puterea calorică și efectul arderii asupra CO (care crește în detrimentul CO₂), respectiv asupra H₂ (care crește în detrimentul H₂O), rezultând următoarele valori: 32760 [kJ/kg] pentru oxidarea C în CO₂, 9100 [kJ/kg] pentru oxidarea C în CO, 120000 [kJ/kg] pentru oxidarea H₂ în H₂O. Spre exemplu, un motor care funcționează pe benzină poate avea (uzual) un factor de maldistribuție cuprins între 1 și 3. Valorile mai mici decât 1 implică o ardere mai bună și sunt potrivite pentru motoarele care funcționează cu gaz.

În figurile 2.10 și 2.11 se pot observa proporțiile relative de CO₂, CO și O₂ rezultate pentru benzină (C₈H₁₈), respectiv motorină (C₁₂H₂₆).

2.4. Sisteme de alimentare

Programul software Lotus Engine Simulation permite utilizarea a patru sisteme de alimentare: carburație (carburation), injecție în poarta supapei (port fuel injection), injecție directă (direct injection) și injecție indirectă (indirect injection). În funcție de opțiunea selectată programul controlează modul de introducere a combustibilului în model și setează valorile implicite pentru modelele de ardere (combustion model) și de transfer termic (heat transfer model). În continuare sunt prezentate fiecare dintre aceste opțiuni:

- i. Carburație (CARB)
 - o combustibilul este amestecat cu aerul înainte de introducerea amestecului în model prin limita de "intrare" (inlet boundary).
- ii. Injecție în poarta supapei (PFI/PI)
 - combustibilul este introdus în cilindru pe măsură ce aerul este aspirat prin orificiile oferite de supapele de admisie. În acest caz, pentru modelul de calcul se consideră o evaporare completă a combustibilului. Ca urmare, combustibilul va înlocui o parte din încărcătura proaspătă care altfel ar pătrunde în cilindru.
- iii. Injecție directă (DI) și injecție indirectă (IDI)
 - combustibilul este introdus în cilindru cu o viteză egală cu viteza de degajare a căldurii. Diferențele între cele două modele (DI și IDI) apar doar la valorile implicite pentru modelul de ardere și transferul termic.

Pentru calculul masei de combustibil introdusă în motor programul oferă trei posibilități, în funcție de tipul de sistem de alimentare:

- a) Raportul aer-combustibil (air-fuel ratio AFR sau A/F Ratio) al amestecului reținut în cilindru (DI și IDI) specificat de către utilizator
 - o cantitatea de combustibil injectată este calculată pe baza masei de oxigen prezent în cilindru la începutul procesului de comprimare;
 - o această opțiune este utilă atunci când este necesară determinarea performanțelor în condițiile unei raport aer-combustibil impus;
 - această soluție poate avea un impact negativ (instabilitate) atunci când cantitatea de aer introdusă în motor este influențată semnificativ de cantitatea de combustibil, rezultând variații mari de la un ciclu la altul (ex. în cazul motoarelor supraalimentate această variație poate duce la o variație similară a turației turbocompresorului și implicit a debitului de aer).
- b) Raportul de echivalență (equivalence ratio) al amestecului reținut în cilindru (CARB și PFI) specificat de către utilizator

- această opțiune permite specificarea cantității de combustibil care trebuie amestecat cu încărcătura proaspătă atunci când acesta curge printro limită de "intrare" (inlet boundary) sau printr-un orificiu de admisie (intake port).
- c) Cantitate injectată specificată de către utilizator (DI și IDI)
 - în acest caz utilizatorul specifică o cantitate fixă de combustibil. Cu alte cuvinte, indiferent de variațiile de masă de aer reținută în cilindru, cantitate de combustibil injectată nu se va modifica, iar ca urmare raportul aer-combustibil și implicit raportul de echivalență vor varia.

Legătura dintre raportul aer-combustibil (air-fuel ratio) și raportul de echivalență (equivalence ratio) este dată de relația:

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\left(\frac{\text{Aer}}{\text{Combustibil}}\right)_{s}}{\left(\frac{\text{Aer}}{\text{Combustibil}}\right)_{real}} = \frac{AFR_{s}}{AFR_{real}} = \frac{\text{Raportul aer-combustibil stoichiometric}}{\text{Raportul aer-combustibil real}}$$
(2.67)

2.5. Modele de ardere

Programul software Lotus Engine Simulation utilizează un model de calcul mono-zonal (nu se face distincție între diversele zone care pot să apară în timpul procesului de ardere: gaze arse, amestec nears etc.). Acest lucru presupune faptul că, pe durata procesului de ardere se utilizează întreg volumul de ardere disponibil. Ca urmare, temperatura gazelor din cilindru este, în fapt, o temperatură medie pe întreaga cameră de ardere, motiv pentru care valoarea sa este, în general, mai mică decât temperatura gazelor din spatele frontului de flacără. Acest lucru poate avea efecte asupra detaliilor transferului termic din cilindru datorită modelelor semi-empirice utilizate pentru calculul coeficientului de transfer termic și al temperaturii pereților camerei de ardere.

2.5.1. Definirea vitezei de degajare a căldurii

Viteza de degajare a căldurii poate fi definită în trei moduri:

- a) Funcția Wiebe empirică
 - modelul Wiebe (Vibe) permite specificarea directă a vitezei de degajare a căldurii prin intermediul funcției Wiebe (ecuația 2.68). Pentru a valida acest model, viteza de degajare a căldurii rezultată din calcul se compară cu viteza de degajare a căldurii rezultată în urma analizei termodinamice a curbei de presiune (determinată experimental). Prin specificarea vitezei de degajare a căldurii se aplică calculul invers obținându-se astfel evoluția presiunii din cilindru. Caracteristica de ardere se obține prin integrarea ecuației 2.68, rezultând astfel ecuația 2.69:

$$\frac{1}{Q}\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{a}{\Delta\varphi_{comb}} \left(m+1\right) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{SOC}}{\Delta\varphi_{comb}}\right)^m \cdot e^{-a\left(\frac{\varphi - \varphi_{SOC}}{\Delta\varphi_{comb}}\right)^{m+1}}$$
(2.68)

$$MFB = 1 - e^{-o\left(\frac{\varphi - \varphi_{SOC}}{\Delta \varphi_{comb}}\right)^{m+1}}$$
(2.69)

unde Q – cantitatea de căldură introdusă în cilindru; $dQ/d\varphi$ – viteza de degajare a căldurii; φ_{SOC} – momentul de început al procesului de ardere; $\Delta \varphi_{Comb}$ – durata procesului de ardere în [°RAC]; φ – poziția actuală a arborelui cotit exprimată în [°RAC]; m – parametru de formă; a – parametru Wiebe (pentru ardere completă a = 6.9); *MFB* – fracțiunea de masă arsă. pentru o valoare a parametrului a dată (a = 6.9), în funcție de valoarea parametrului m, viteza de degajare a căldurii (rate of heat release – ROHR)
 și caracteristica de ardere (mass fraction burned – MFB) au diferite evoluții. Influența parametrului m asupra vitezei de degajare a căldurii (ROHR),
 caracteristicii de ardere (MFB) și a evoluției presiunii (pressure), respectiv temperaturii (temperature) în cilindru este exemplificată în figurile 2.12
 și 2.13:







- b) Funcția Wiebe dublă (double Wiebe / two-part Wiebe) empirică
 - o funcția Wiebe dublă permite o distincție între faza arderii amestecurilor preformate și faza arderii difuzive;
 - acest lucru este deosebit de important pentru calcul corect al procesului de ardere în cazul motoarelor cu injecție directă unde, adesea, combustibilul este injectat cu puțin timp înainte de începutul procesului de ardere (ex. motoarele Diesel cu injecție directă);
 - pentru calculul fracțiunilor de amestec arse în timpul arderii amestecurilor preformate (MFB_{premixed}), respectiv în timpul arderii difuzive (MFB_{diffusion})
 se utilizează următoarele funcții:

$$MFB_{premixed} = 1 - \left[1 - e^{\left(\frac{\varphi - \varphi_{SOC}}{\Delta \varphi_{comb}}\right)^{c_1}}\right]^{c_2}$$
(2.70)

$$MFB_{diffusion} = 1 - e^{-\sigma \left(\frac{\varphi - \varphi_{SOC}}{\Delta \varphi_{comb} - \Delta \varphi_{premixed}}\right)^{m+1}}$$
(2.71)

- unde φ_{SOC} momentul de început al procesului de ardere; $\Delta \varphi_{Comb}$ durata procesului de ardere în [°RAC]; φ poziția actuală a arborelui cotit exprimată în [°RAC]; $\Delta \varphi_{premixed}$ – unghiul de întârziere dintre începutul procesului de ardere al amestecurilor preformate și începutul arderii difuzive [°RAC]; *m* – parametru de formă; *a* – parametru Wiebe (pentru ardere completă *a* = 6.9); *C*₁, *C*₂ – coeficienți [9].
- o ținând cont de fracțiunea de ardere a amestecurilor preformate raportat la durata totală a procesului de ardere (β), caracteristica de ardere va fi:

$$MFB = \beta [Premixed] + (1 - \beta) [Diffusion]$$
(2.72)

- c) Ardere specificată de utilizator
 - o utilizând această opțiune, utilizatorul poate specifica caracteristica de ardere tabelar (ca perechi unghi-fracțiuni de masă arsă);
 - de reținut:
 - este obligatoriu ca prima valoare pentru unghi, respectiv pentru fracțiunea de masă arsă să fie 0;

- ultima valoare specificată pentru unghi va fi asimilată cu durata totală a procesului de ardere, iar pentru aceasta fracțiunea de masă arsă trebuie să fie 1;
- utilizatorul să se asigure că a specificat o curbă monoton crescătoare, motiv pentru care se recomandă o filtrare a curbei înainte de efectuarea analizei termodinamice.

2.5.2. Valori implicite pentru funcția Wiebe

La realizarea unui nou model de motor, programul utilizează implicit funcția Wiebe pentru calculul procesului de ardere. Parametrii (a, m) modelului aplicați diferă în funcție de tipul de combustibil după cum urmează:

Combustibil	а	m
Benzină	10	2.0
Motorină	6.9	0.5
Metan	5.0	2.2
Metanol	10	2.0

Tabel 2.6 Valorile implicite ale parametrilor modelului de ardere Wiebe (adaptare după [1])

Pentru funcția Wiebe dublă nu există valori implicite, însă pentru motoarele Diesel cu injecție directă și supraalimentare se pot aplica următoarele valori:

Tabel 2.7 Valorile recomandate pentru parametrii modelului de ardere Two-part Wiebe (adaptare după [1])

Combustibil	а	m	C ₁	C ₂	β	$\Delta \phi_{\text{premixed}}$
Motorină	10	0.4	2	5500	0.05	0

2.5.3. Definirea duratei procesului de ardere și a poziției centrului de ardere (A50%)

Implicit, durata procesului de ardere și poziția centrului de ardere (= poziția în [°RAC] corespunzătoare arderii a 50% din cantitatea de combustibil introdusă în cilindru) sunt determinate în funcție de tipul de combustibil selectat. Se face însă mențiunea că valorile astfel obținute/specificate au rolul doar de a sprijini utilizatorul în realizarea rapidă a unui model și nu înlocuiesc determinările experimentale, necesare pentru o modelare cu precizie a motorului. Pentru o mai bună înțelegere a acestor aspecte, în figura 2.14 sunt prezentate unghiurile relevante pentru procesul de ardere:



······· TDC --- MFB 1 --- MFB 2 --- MFB 3

Fig. 2.12 Durata procesului de ardere și poziția centrului de ardere – notații

Corespondența dintre valorile prezentate în figură și procesul de ardere este următoarea:

- 0% unghiul corespunzător începutului arderii (start of combustion SOC);
- 10% unghiul corespunzător arderii a 10% din cantitatea de combustibil introdusă în cilindru (A10% / MFB10%);
- 50% unghiul corespunzător arderii a 50% din cantitatea de combustibil introdusă în cilindru (poziția centrului de ardere A50% / MFB50%);
- 90% unghiul corespunzător arderii a 90% din cantitatea de combustibil introdusă în cilindru (A90% / MFB90%);
- 100% unghiul corespunzător sfârșitului procesului de ardere (end of combustion EOC).

În continuare sunt prezentate ecuațiile de calcul utilizate și valorile implicite pentru poziția centrului de ardere.

a) Benzină/Metanol (CARB, PFI, DI)

Pentru aceste motoare este deosebit de dificilă determinarea efectivă a începutului/sfârșitului efectiv al procesului de ardere, motiv pentru care se definesc unghiurile corespunzătoare arderii a 10%, respectiv 90% din cantitatea de combustibil introdusă în cilindru:

$$10 - 90\%[^{\circ}] = 20 \cdot \left(\frac{D_{cyl}}{S}\right) + 0.6 \cdot \left(\frac{S \cdot n}{30} - 11\right)$$
(2.73)

unde D_{cyl} – alezajul cilindrului (**bore**) în m; *S* – cursa pistonului (**stroke**) în m; *n* – turația motorului (**engine speed**) în rpm. Poziția centrului de ardere (A50%) este considerată a fi la 10 [°RAC] după PMS.

b) Diesel (DI)

Pentru motoarele Diesel durata arderii, respectiv unghiurile de început și sfârșit al procesului de ardere pot fi determinate pe baza analizei termodinamice a curbei de presiune determinată experimental. În cazul în care acestea nu sunt specificate direct, programul utilizează următoarea formulă de calcul a duratei procesului de ardere.

$$0 - 100\%[^{\circ}] = 30 + \left(\frac{50}{AFR_{trapped} \cdot 0.06691 \cdot 0.7}\right)$$
(2.74)

Pentru motoarele Diesel cu injecție directă, poziția centrului de ardere (A50%) este calculată considerând că arderea începe la 5 [°RAC] înainte de PMS.

c) Diesel (IDI)

În cazul motoarelor Diesel cu injecție indirectă se modifică ușor formula de calcul a duratei procesului de ardere:

$$0 - 100\%[^{\circ}] = 30 + \left(\frac{50}{AFR_{trapped} \cdot 0.06691 \cdot 0.85}\right)$$
(2.75)

unde *AFR*_{trapped} reprezintă raportul aer-combustibil al fluidului motor reținut în cilindru. În cazul motoarelor Diesel cu injecție indirectă, poziția centrului de ardere (A50%) este calculată considerând că arderea începe în PMS.

În cazul în care se dorește specificarea unei poziții a centrului de ardere înainte de PMS, valoarea trecută trebuie să fie cu semnul minus. Spre exemplu, în situația în care, pentru un motor Diesel cu injecție directă, arderea ar începe cu 6 [°RAC] înainte de PMS, utilizatorul trebuie să specifice valoarea -6 [°RAC].

2.5.4. Constrângeri suplimentare pentru calculul procesului de ardere

Programul software Lotus Engine Simulation oferă posibilitatea definirii unor constrângeri suplimentare pentru calculul procesului de ardere prin intermediul a două opțiuni: **Target PMAX** și **PMAX retard**. Aceste opțiuni permit specificarea valorii maxime a presiunii din cilindru, ceea ce este util pentru determinarea performanțelor pentru o anumită valoare impusă a presiunii maxime, respectiv pentru a nu depăși o anumită valoare impusă de presiune.

- a) Target PMAX. În acest caz programul realizează ajustări ale fazelor procesului de ardere (avans/întârziere) astfel încât să se atingă valoarea impusă pentru presiunea maximă din cilindru.
- b) PMAX retard. Prin aplicarea acestei opțiuni, programul poate aplica doar o întârziere a procesului de ardere. În cazul în care valoarea maximă a presiunii din cilindru nu este depăşită, fazele ardere rămân neschimbate. În caz contrar, procesul de ardere este întârziat atât cât este nevoie pentru ca presiunea maximă calculată să nu depăşească valoarea impusă. Această opțiune este utilă pentru aproximarea efectelor detonației din motoarele alimentate cu benzină. În acest scop, se face presupunerea că, pentru o turație dată, detonația apare la aceeaşi valoarea a presiunii maxime din cilindru. În consecință, atunci când coeficientul de umplere creşte (ca urmare a unor modificări aduse modelului de motor) creşterea de performanță va fi limitată de întârzierea procesului de ardere aplicată pentru evitarea detonației. Utilizarea acestei opțiuni împreună cu modelul Wiebe are ca efect o creştere automată a duratei MFB10%-MFB90% cu 3.75 [°RAC] pentru fiecare grad de întârziere a începutului aprinderii.

2.6. Transferul termic

2.6.1. Cilindru

Pentru o evaluare corectă a evoluției mărimilor din cilindrul motorului este necesar a se determina și transferul termic prin pereții camerei de ardere. Programul software Lotus Engine Simulation realizează calculul acestuia la fiecare increment al unghiului de rotație al arborelui cotit. În acest scop, este necesară determinarea suprafeței de schimb de căldură (heat transfer surface area), a temperaturilor pereților (wall temperature), respectiv a coeficientului de transfer termic (heat transfer coefficient).

Suprafața de schimb de căldură

Suprafața de schimb de căldură poate fi calculată de către program sau specificată de către utilizator. În ambele situații suprafețele chiulasei și pistonului sunt calculate în raport cu aria secțiunii transversale a cilindrului:

$$A_{chiulasa} = Raport_{arie chiulasa/arie sectiune transversala} \cdot A_{sectiune transversala}$$
(2.76)

$$A_{cap \ piston} = Raport_{arie \ cap \ piston/arie \ sectiune \ transversala} \cdot A_{sectiune \ transversala}$$

unde A_{chiulasa/cap piston} – aria suprafeței chiulasei/capului pistonului; *Raport_{arie chiulasa(cap piston)/arie sectiune transversala* – raportul dintre aria suprafeței chiulasei/pistonului și aria secțiunii transversale a cilindrului; A_{sectiune transversala} – aria secțiunii transversale a cilindrului:}

$$A_{\text{sectiune transversala}} = \frac{\pi \cdot D_{cyl}^2}{4}$$



Fig. 2.13 Suprafețe de transfer termic (adaptare după [10])

unde *D_{cyl}* este alezajul cilindrului. Aria suprafeței de schimb de căldură a peretelui cilindrului (*A_{cilindru}*) se calculează la fiecare increment al unghiului de rotație al arborelui cotit ca sumă între aria suprafeței peretelui cilindrului atunci când pistonul se află la PMS (*A_{cilindru_PMS}*) și aria suprafeței peretelui cilindrului descrisă de deplasarea pistonului între cele două puncte moarte (*A_{cilindru_PMS-PMI}*). Se notează distanța dintre piston și chiulasă când pistonul este la PMS cu *d_{pc}* (Fig. 2.15).

$$A_{cilindru} = A_{cilindru_PMS} + A_{cilindru_PMS-PMI}$$
(2.79)

$$A_{cilindru_{PMS}} = \pi \cdot D_{cyl} \cdot d_{pc}$$
(2.80)

$$A_{\text{cilindru PMS-PMI}} = \pi \cdot D_{\text{cyl}} \cdot S(\varphi)$$
(2.81)

unde $S(\phi)$ este cursa pistonului în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit.

Valorile implicite pentru rapoartele dintre aria chiulasei/ aria capului pistonului și aria secțiunii transversale sunt prezentate în tabelul 2.8.

Sistem de alimentare	Raportarie chiulasa/arie sectiune transversala	Raportarie cap piston/arie sectiune transversala
Carburator	1.2	1.1
Injecție în poarta supapei	1.2	1.1
Injecție directă	1.0	1.4
Injecție indirectă	2.0	1.0

Tabel 2.8 Valorile implicite ale rapoartelor pentru calculul suprafețelor de transfer termic (adaptare după [1])

Temperatura pereților camerei de ardere

Temperaturile pereților camerei de ardere sunt calculate pe baza unui calcul monodimensional de transfer termic (pentru chiulasă și peretele cilindrului), dar pot fi și specificate de către utilizator. În acest scop, pentru a calcula grosimea peretelui de schimb de căldură a chiulasei (dx_{head}) și grosimea peretelui cilindrului (dx_{wall}) se pornește de la premisa că grosimea pereților este proporțională cu alezajul cilindrului:

$$dx_{head} = 0.13 \cdot D_{cyl} \tag{2.82}$$

$$dx_{wall} = 0.07 \cdot D_{cvl} \tag{2.83}$$

Pentru calcul se mai ține cont de materialul ales (tabelul 2.9) și de temperatura, respectiv coeficientul de transfer termic al lichidului de răcire (tabelul 2.10).

Material	Conductivitatea termică [W/mK]
Fontă	45
Aluminiu	150
Oțel	48
Zirconiu	4.1
Lichid de răcire (în zona chiulasei)	10000
Lichid de răcire (în zona cilindrului)	8000

Tabel 2.9 Conductivitatea termică a materialelor chiulasei și cilindrului (adaptare după [1])

Tabel 2.10 Coeficientul de transfer termic al lichidului de răcire în funcție de locație (adaptare după [1])

Locație	Conductivitatea termică [W/m ² K]
Lichid de răcire în zona chiulasei	10000
Lichid de răcire în zona cilindrului	8000

Calculul temperaturii pereților chiulasei și cilindrului se face având în vedere următoarele aspecte:

- se consideră că temperatura lichidului de răcire este de 100 [°C];
- pentru primul ciclu se calculează transferul termic pe baza debitului de combustibil, iar apoi pe baza rezultatelor ciclurilor anterioare;
 - o se consideră că viteza de transfer termic prin pereții cilindrului reprezintă 44% din viteza de transfer termic a chiulasei;
 - o se calculează temperatura peretelui ținând cont de viteza de transfer termic:

$$Q_{wall} = \frac{T_{wall} - T_{coolant}}{\left(\frac{1}{h_{coolant}} + \frac{dx_{wall}}{k_{wall}}\right)}$$
(2.84)

unde T_{wall} – temperatura peretelui; T_{coolant} – temperatura lichidului de răcire; h_{coolant} – coeficientul de transfer termic al lichidului de răcire; k_{wall} – conductivitatea termică a peretelui.

- se calculează temperatura supapelor în funcție de raportul aer-combustibil / raportul de echivalență (tabelul 2.11);
- se calculează temperatura chiulasei ca medie între temperatura peretelui și temperatura supapelor;
- se consideră că temperatura pistonului este egală cu temperatura chiulasei (ceea ce reprezintă o aproximare grosieră).

Combustibil	Raport aer-combustibil (AFR) [-]	Raport de echivalență (φ) [-]	Temperatura supapei de admisie [°C]	Temperatura supapei de evacuare [°C]
	AFR < 11.5		$t_{_{IV}} = 5.8 \cdot AFR + 367.6$	$t_{_{IV}} = 25.7 \cdot AFR + 418.5$
Benzină / Metanol	11.5 < AFR < 18	-	$t_{IV} = -0.5 \cdot AFR^3 + 19.1 \cdot AFR^2 - 236.5 \cdot AFR + 1389.8$	$t_{IV} = -0.89 \cdot AFR^3 + 31.6 \cdot AFR^2 - 344.1 \cdot AFR + 1860.1$
Denzina / Wietanoi	18 < AFR < 26	-	$t_{_{IV}} = -38.25 \cdot AFR + 1094.5$	$t_{_{IV}} = -69.5 \cdot AFR + 1907$
	26 < AFR	-	t _{//} =100	$t_{_{IV}} =$ 100
	AFR < 25	-	$t_{IV} = -4.1 \cdot AFR + 504.2$	$t_{IV} = -4.2 \cdot AFR + 663$
Discol	25 < AFR < 80	-	$t_{IV} = t_{IV} = -4.1 \cdot AFR + 504.2$	$t_{IV} = -0.003 \cdot AFR^3 + 0.611 \cdot AFR^2 - 41.92 \cdot AFR + 1260.1$
Diesei	80 < <i>AFR</i> < 200	-	$t_{IV} = -0.635 \cdot AFR + 227$	$t_{_{IV}} = -1.667 \cdot AFR + 433.6$
	200 < AFR	-	t _{//} =100	<i>t</i> _{<i>iv</i>} = 100
	-	φ > 1.27	$t_{_{IV}} = 84.7 / \Phi + 367.6$	$t_{_{IV}} =$ 375.2 / Φ + 418.5
Gaz	-	1.27 < φ < 0.81	$t_{_{IV}} = -1556 / \Phi^3 + 4071 / \Phi^2 - 3453 / \Phi + 1389.8$	$t_{IV} = -2770 / \Phi^3 + 6736 / \Phi^2 - 5023 / \Phi + 1860.1$
	-	0.81 < φ < 0.56	$t_{_{IV}} = -558.5 / \Phi + 1094.5$	$t_{_{IV}} = -1015 / \Phi + 1907$
		φ < 0.56	t _{//} =100	<i>t</i> _{<i>iv</i>} =100

Tabel 2.11 Formulele de calcul a temperaturilor supapelor în funcție raportul aer-combustibil / raportul de echivalență (adaptare după [1])

Coeficientul de transfer termic

Lotus Engine Simulation - Elemente de teorie

Pentru calculul coeficientului de transfer termic, programul software Lotus Engine Simulation dispune de trei modele: Annand, Woschni și Eichelberg. Toate aceste modele sunt derivate pe baza corelațiilor cifrei Nusselt / cifrei Reynolds pentru curgerea prin conducte și utilizează coeficienți de corecție pentru care se pot adopta valorile implicite sau se pot specifica de către utilizator.

Modelul Annand [11]. Conform lui Annand, coeficientul de transfer termic poate fi calculat astfel:

$$h_{Annand} = \frac{k}{D_{cyl}} A_{Annand} \cdot \text{Re}^{B_{Annand}}$$
(2.85)

unde h_{Annand} – coeficientul de transfer termic; A_{Annand} , B_{Annand} – coeficienți Annand pentru ciclul deschis/închis (toate supapele închise); D_{cyl} – alezajul cilindrului; Re – cifra Reynolds (calculată în funcție de viteza medie a pistonului și densitatea gazelor din cilindru – calculul se face pentru fiecare unghi de rotație al arborelui cotit). Pe baza coeficientului de transfer termic obținut se poate calcula fluxul termic (\dot{q} = viteza de transfer termic pe unitatea de suprafață = fluxul termic):

$$\dot{q} = \underbrace{h(T_{gas} - T_{wall})}_{\text{transfer termic prin convectie}} + \underbrace{C(T_{gas}^4 - T_{wall}^4)}_{\text{transfer termic prin radiatie}}$$
(2.86)

unde *C*_{Annand} este un coeficient Annand pentru ciclul închis (nu se face distincție între diversele tipuri de combustibil).

Valorile implicite ale coeficienților A_{Annand}, B_{Annand} și C_{Annand} pentru modelul Annand sunt prezentate în tabelul 2.12.

Ciclu	Sistem de alimentare	A Annand	B Annand	C Annand
Deschis	Carburație / Injecție în poarta supapei	0.2	0.8	-
Deschis	Injecție directă / Injecție indirectă	1.1	0.7	-
Închic	Carburație / Injecție în poarta supapei	0.12	0.8	4.290E-9
inchis	Injecție directă / Injecție indirectă	0.45	0.7	3.271E-8

Tabel 2.12 Valorile implicite ale coeficienților Annand (adaptare după [1])

Pentru a obține o bună corelație atât pentru coeficientul de umplere, cât și pentru transferul termic este necesară ajustarea acestor coeficienți. În acest scop se recomandă menținerea unei valori constante pentru B (0.8) și ajustarea coeficientului A (uzual între 0.1 și 0.3).

Modelul Woschni [12]. Conform lui Woschni, coeficientul de transfer termic poate fi calculat astfel:

$$h_{Woschni} = A_{Woschni} \cdot p_{cyl}^{0.8} \cdot T_{cyl}^{-0.55} \cdot D_{cyl}^{0.2} \left[B_{Woschni} \cdot \overline{U}_{piston} + C_{Woschni} \cdot \overline{U}_{swirl} + D_{Woschni} \frac{T_{SOC}V_{cyl} \left(p_{cyl} - p_{motored} \right)}{p_{SOC} \cdot V_{SOC}} \right]^{0.8}$$

$$(2.87)$$

unde $h_{Woschni}$ – coeficientul de transfer termic; $A_{Woschni}$, $B_{Woschni}$, $C_{Woschni}$ – coeficienți Woschni pentru ciclul deschis/închis (toate supapele închise); $D_{Woschni}$ – coeficient Woschni pentru ciclul închis (numit și termenul arderii); p_{cyl} – presiunea din cilindru; T_{cyl} – temperatura din cilindru; V_{cyl} – volumul cilindrului; D_{cyl} – alezajul cilindrului; S_{pm} – viteza medie a pistonului; \overline{U}_{swirl} – viteza medie de vârtej (Swirl); T_{SOC} – temperatura din cilindru la începutul procesului de ardere; p_{SOC} – presiunea din cilindrului la începutul procesului de ardere; V_{SOC} – volumul cilindrului la începutul procesului de ardere; p_{motor} – presiunea din cilindru la începutul procesului de ardere; V_{SOC} – volumul cilindrului la începutul procesului de ardere; p_{motor} – presiunea din cilindru la începutul procesului de ardere; p_{soc} – negiunea din cilindrului la începutul procesului de ardere; p_{motor} – presiunea din cilindru la începutul procesului de ardere; p_{soc} – volumul cilindrului la începutul procesului de ardere; p_{motor} – presiunea din cilindru în regim antrenat. Viteza medie de vârtej (jumătate din viteza periferică a gazului) se calculează astfel:

$$\overline{U}_{swirl} = \frac{n\pi D_{cyl} S_{ratio}}{30}$$
(2.88)

unde S_{ratio} – cifra de vârtej Woschni pentru ciclul deschis/închis; n – turația motorului. Presiunea în regim antrenat se calculează pe baza următoarei formule:

$$\boldsymbol{p}_{motored} = \boldsymbol{p}_{SOC} \left(\frac{\boldsymbol{V}_{SOC}}{\boldsymbol{V}_{cyl}} \right)^{\boldsymbol{k}_{Woschni}}$$
(2.89)

unde $\kappa_{Woschni}$ este raportul căldurilor specifice Woschni. Pe baza coeficientului $h_{Woschni}$ se poate calcula fluxul termic (\dot{q} = viteza de transfer termic pe unitatea de suprafață):

$$\dot{q} = \underbrace{h_{Woschni}\left(T_{gas} - T_{wall}\right)}_{\text{transfer termic prin convectie}}$$
(2.90)

Valorile implicite ale coeficienților Awoschni, Bwoschni, Cwoschni, Dwoschni, Kwoschni și Sratio pentru modelul Woschni sunt prezentate în tabelul 2.13.

Ciclu	Sistem de alimentare	A Woschni	B _{Woschni}	C _{Woschni}	D _{Woschni}	K Woschni	Sratio
Deschis	Carburație / Injecție în poarta supapei	3.26	9.12	0.834	-	-	0
Deschis	Injecție directă / Injecție indirectă	3.26	6.18	0.417	-	-	0
Închic	Carburație / Injecție în poarta supapei	3.26	4.56	0.616	0.00324	1.33	0
Inchis	Injecție directă / Injecție indirectă	3.26	2.28	0.308	0.00324	1.33	0

Tabel 2.13 Valorile implicite ale coeficienților Woschni (adaptare după [1])

Pentru a obține o bună corelație atât pentru coeficientul de umplere, cât și pentru transferul termic este necesară ajustarea acestor coeficienți. În acest scop se recomandă ajustarea coeficienților *B_{Woschni}* și *C_{Woschni}*. Rezultate bune se pot obține și prin ajustarea doar a *S_{ratio}*, însă această variantă este recomandată doar utilizatorilor experimentați.

Modelul Eichelberg [13]. Conform lui Eichelberg, coeficientul de transfer termic poate fi calculat astfel:

$$h_{Eichelberg} = A_{Eichelberg} \cdot S_{pm}^{0.33} \left(p_{cyl} T_{cyl} \right)^{B_{Eichelberg}}$$
(2.91)

unde $h_{Eichelberg}$ – coeficientul de transfer termic; $A_{Eichelberg}$, $B_{Eichelberg}$ – coeficienți Eichelberg pentru ciclul deschis/închis (toate supapele închise); S_{pm} – viteza medie a pistonului; p_{cyl} – presiunea din cilindru; T_{cyl} – temperatura din cilindru. Cunoscând coeficientul de transfer termic ($h_{Eichelberg}$), se poate calcula fluxul termic (\dot{q} = viteza de transfer termic pe unitatea de suprafață = fluxul termic):

$$\dot{q} = \underbrace{h(T_{gas} - T_{wall})}_{\text{transfer termic prin convectie}}$$
(2.92)

Valorile implicite ale coeficienților A_{Eichelberg}, B_{Eichelberg} pentru modelul Eichelberg sunt prezentate în tabelul 2.14.

Tabel 2.14 Valorile implicite ale coeficienților Eichelberg (adaptare după [1])

Ciclu	Sistem de alimentare	A _{Eichelberg}	B _{Eichelberg}
Deschis / Închis	Toate sistemele de alimentare	2.43	0.5

Pentru a obține o bună corelație cu valorile experimentale se recomandă ajustarea coeficientului A Eichelberg.

2.6.2. Volum

Pentru calculul transferului termic în volume (**plenums**) se utilizează coeficientul de convecție specificat de către utilizator (Notă: valoarea implicită este 0). În cazul în care se dorește specificarea unei valori diferite de 0, coeficientul de convecție se poate determina pornind de la corelația Nu/Pr/Re pentru curgerea turbulentă prin conducte:

$$Nu = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4}$$
 (2.93)

unde

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{2.94}$$

$$Pr = \frac{Difuzivitatea moleculara a impulsului}{Difuzivitatea moleculara a caldurii} = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$
(2.95)

$$Re = \frac{Forte \ de \ inertie}{Forte \ vascoase} = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu}$$
(2.96)

În aceste ecuații h – coeficientul de transfer termic [W/m²K]; k – conductivitatea termică a gazului [W/mK]; c_p – capacitatea termică specifică la presiune constantă [kJ/kgK]; ρ – densitatea gazului [kg/m³]; V – viteza de curgere a gazului [m/s]; μ – vâscozitatea dinamică [kg/m·s]; L_c – lungime caracteristică [m]. Rearanjând termenii ecuațiilor 2.93 – 2.94 și considerând că cifra Prandtl rămâne constantă (Pr = 0.7), coeficientul de convecție poate fi exprimat astfel:

$$h = 0.02 \cdot \frac{k}{D} \left(\frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}\right)^{0.8}$$
(2.97)

Tabel 2.15 Proprietățile aerului l	o presiune de 1	[atm] (adaptare	după [14])
------------------------------------	-----------------	-----------------	------------

Temperatura T [°C]	Densitatea ρ [kg/m3]	Capacitatea termică	Conductivitatea	Difuzivitatea termică	Vâscozitatea dinamică	Vâscozitatea	Cifra Prandtl Pr [-]
		specifică c _p [J/kg·K]	termică <i>k</i> [W/m·K]	α [m²/s]	μ [kg/m·s]	cinematică v [m²/s]	
-150	2.866	983	0.01171	4.158·10-6	8.636.10-6	3.013.10-6	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036.10-6	1.189.10-5	5.837.10-6	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252.10-5	1.474.10-5	9.319.10-6	0.744
-40	1.514	1002	0.02057	1.356.10-5	1.527.10-5	1.008.10-5	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465.10-5	1.579.10-5	1.087.10-5	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578.10-5	1.63.10-5	1.169.10-5	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696.10-5	1.68.10-5	1.252.10-5	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818.10-5	1.729.10-5	1.338.10-5	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.88.10-5	1.754.10-5	1.382.10-5	0.735
10	1.246	1006	0.02439	1.944.10-5	1.778.10-5	1.426.10-5	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009.10-5	1.802.10-5	1.47.10-5	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074.10-5	1.825.10-5	1.516.10-5	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141.10-5	1.849.10-5	1.562.10-5	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208.10-5	1.872.10-5	1.608.10-5	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277.10-5	1.895.10-5	1.655.10-5	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346.10-5	1.918.10-5	1.702.10-5	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416.10-5	1.941.10-5	1.75.10-5	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487.10-5	1.963.10-5	1.798.10-5	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632.10-5	2.008.10-5	1.896.10-5	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.78.10-5	2.052.10-5	1.995.10-5	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931.10-5	2.096.10-5	2.097.10-5	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086.10-5	2.139.10-5	2.201.10-5	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243.10-5	2.181.10-5	2.306.10-5	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565.10-5	2.264.10-5	2.522.10-5	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898.10-5	2.345.10-5	2.745.10-5	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241.10-5	2.42.10-5	2.975.10-5	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593.10-5	2.504.10-5	3.212.10-5	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954.10-5	2.577.10-5	3.455.10-5	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.89.10-5	2.76.10-5	4.091.10-5	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871·10-5	2.934.10-5	4.765.10-5	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892.10-5	3.101.10-5	5.475.10-5	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951.10-5	3.261.10-5	6.219.10-5	0.6948
450	0.488	1081	0.05298	1.004.10-4	3.415.10-5	6.997·10-5	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117.10-4	3.563.10-5	7.806.10-5	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352.10-4	3.846.10-5	9.515.10-5	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598.10-4	4.111.10-5	1.133.10-4	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855.10-4	4.362.10-5	1.326.10-4	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122.10-4	4.6.10-5	1.529.10-4	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398.10-4	4.826.10-5	1.741.10-4	0.726
1500	0.199	1234	0.09599	3.908.10-4	5.817.10-5	2.922.10-4	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664.10-4	6.63.10-5	4.27.10-4	0.7539

2.7. Modele de baleiaj

Modelul de baleiaj al cilindrilor controlează modul în care, fluidul care intră în cilindru este amestecat cu fluidul care este prezent în cilindru înainte ca acesta să fie evacuat. În programul software Lotus Engine Simulation există patru modele de baleiaj disponibile:

- Model cu amestecare perfectă;
- Model cu deplasare perfectă;
- Modelul de baleiaj Brandham Benson;
- Model de baleiaj Blair Stripping.

Este important de reținut că toate modelele se bazează pe un proces de curgere izobar, izotermic și izocor. Acest lucru este foarte diferit de condițiile întâlnite în motorul cu ardere internă. Modelele de baleiaj au fost implementate în așa fel încât, atunci când modelul de simulare este realizat pentru a simula un proces izobar, izotermic și izocor, să se obțină un răspuns clasic de baleiaj. În cazul simulărilor convenționale, se presupune că răspunsul instantaneu de baleiaj la fiecare modificare a unghiului arborelui cotit este definit de modelul de baleiaj izobar, izotermic și izocor. Cu toate acestea, răspunsul general de baleiaj este adesea mult diferit de cel produs de modelele clasice.

În continuare se definesc termenii utilizați în cadrul programului software Lotus Engine Simulation:

Eficiența de baleiaj

$$\eta_{scav} = \frac{m_{air}}{m_{air} + m_{resid}}$$
(2.98)

Raportul de baleiaj

$$\Lambda = \frac{m_{air_{supplied}}}{m_{air} + m_{resid}}$$
(2.99)

Eficiența umplerii

$$\eta_{ch} = \frac{m_{air}}{\left(m_{bdc}\right)_{ref}}$$
(2.100)

Eficiența de reținere

$$\eta_{trop} = \frac{m_{air}}{m_{air_{supplied}}}$$
(2.101)

Unde m_{air} este masa de aer din cilindru; m_{resid} este masa de gaze arse reziduale din cilindru; $m_{air_{supplied}}$ este masa de aer furnizată cilindrului; iar $(m_{bdc})_{ref}$ masa de aer, în condiții de referintă, când pistonul se află în punctul mort inferior.

Se menționează faptul că, utilizarea masei de referință la numitor în ecuația eficienței de reținere într-un program de simulare a ciclului produce un răspuns incorect de baleiaj datorită schimbărilor semnificative, atât de presiune cât și de volum.

Modelul cu amestecare perfectă presupune că fluidul motor proaspăt care intră în cilindru este amestecat instantaneu și omogen, cu fluidul prezent deja în cilindru (ex. gaze arse reziduale). Astfel, transferul ulterior de fluid spre evacuare (ex. pe durata suprapunerii deschiderii supapelor) va duce la evacuarea unei părți din fluidul proaspăt. Acesta este modelul implicit de baleiaj pentru toți cilindrii și are ca rezultat cele mai pesimiste rezultate.

Modelul cu deplasare perfectă presupune că fluidul motor proaspăt care intră în cilindru NU este amestecat cu fluidul prezent deja în cilindru. Transferul ulterior al fluidului în sistemul de evacuare va determina evacuarea numai a gazelor arse din cilindru. Doar după evacuarea completă a gazelor arse, se poate evacua și fluid proaspăt. Acest model de baleiaj produce cele mai optimiste rezultate, deoarece duce la obținerea celor mai mici cantități de gaze arse reziduale în cilindru. Modelul cu deplasare perfectă este utilizat pentru toate elementele de simulare mai puțin pentru cilindri. Ca urmare, în cazul în care se produce o curgere inversă de fluid motor (din cilindru în sistemul de admisie), atunci această cantitate de fluid motor va pătrunde în cilindru înaintea fluidului motor proaspăt.

Modelul de baleiaj Brandham Benson. Benson și Brandham [15] au sugerat un model hibrid de baleiaj prin care, partea inițială a procesului de baleiaj se desfășoară după modelul cu deplasare perfectă până la un raport de baleiaj predefinit (SCRA - scavenge ratio), după care se aplică modelul cu amestecare perfectă. Un dezavantaj al acestui model este acela că tinde să subestimeze eficiența de baleiaj a cilindrilor atunci când se utilizează rapoarte de baleiaj ridicate.

2.8. Orificii de admisie/evacuare

În programul software Lotus Engine Simulation modelarea elementele de tip **Port (t – throat** din figura 2.16) reprezintă doar orificiile de admisie/evacuare și nu conțin informații cu privire la lungime, ci doar informații legate de coeficientul de curgere prin supapă la diferite înălțimi de ridicare. Prin urmare, pentru modelarea canalului admisie și de evacuare ale motoarelor cu ardere internă este necesar să se includă și conducte care să definească geometria acelui canal.

Modelarea curgerii gazului printr-o supapă

Atunci când gazul curge printr-un orificiu oferit de supapă se dezvoltă regiuni de separare și recirculare care duc la vena contracta acolo unde aria efectivă a secțiunii de curgere a jetului de gaz este mai mică decât aria geometrică a orificiului oferit. Acest fenomen nu poate fi simulat direct cu modele monodimensionale, motiv pentru care trebuie caracterizat pe baza unor date empirice. În acest scop este necesar a se introduce în program date măsurate cu privire la ariile efective ale supapelor și coeficienții de curgere. În afară de aceste elemente, există și alte caracteristici la limită care necesită informații similare sau date cu privire la variația căderii de presiune cu debitul masic prin dispozitiv (spre exemplu clapetele obturatoare).

Aria efectivă de curgere a orificiului oferit de supapă este un concept teoretic care permite evaluarea debitului masic prin orificiul oferit de supapă pentru o anumită cădere de presiune. În acest scop s-a dezvoltat un model matematic al curgerii prin orificiul oferit de supapă care să permită determinarea ariei efective de curgere a orificiului oferit pe baza valorilor măsurate ale presiunilor înainte și după supapă, respectiv pe baza debitelor masice. Valoarea ariei efective obținute depinde de modelul matematic utilizat [16] și, ca urmare, dacă datele sunt furnizate unui program de simulare a fenomenelor de undă este imperativ ca modelul utilizat pentru analiza datelor curgerii staționare să se potrivească cu modelul la limită al programului. Astfel, utilizarea ariei efective de curgere (determinată experimental utilizând un stand de testare în condiții de curgere staționară), permite programului software Lotus Engine Simulation să reproducă debitul masic în funcție de ridicarea supapei și diferența de presiune.

Calculul ariei efective

Scopul acestei secțiuni este să pună în evidență principiile generale de estimare a curgerii gazului printr-un orificiu oferit de supapă. Pentru dezvoltarea expresiei ariei efective de curgere printr-un orificiu oferit de supapă se consideră o curgere subsonică printr-o supapă de evacuare. Forma expresiei finale a debitului masic în funcție de raportul presiunilor și aria efectivă de curgere pentru curgerea subsonică printr-un orificiu oferit de supapă de admisie în cilindru este identică cu cea prin orificiul oferit de supapa de evacuare. Deosebirea este că, în cazul supapei de admisie presiunea statică din conducta de admisie este utilizată ca presiunea din amonte, iar presiunea de stagnare din cilindru ca presiunea din aval.

Se consideră un motor monocilindric pentru care curentul de gaz iese din cilindru printr-o singură supapă de evacuare într-un canal/într-o conductă de evacuare având aria secțiunii transversale constantă (fig. 2.16).



Fig. 2.14 Modelul utilizat pentru determinarea ariei efective de curgere (adaptare după [1])



Fig. 2.15 Diagrama T-s a modelului utilizat pentru determinarea ariei efective de curgere (adaptare după [1])

Indicii c, t și p reprezintă condițiile din cilindru (c – cylinder), zona orificiului de curgere (t – throat) și canal/conductă (p – pipe). Pentru o curgere subsonică, se poate considera că fluidul suferă transformările de stare indicate în figura 2.17: pornind din punctul c, gazul se destinde izentropic până în punctul t, iar apoi difuzează izobar ($p_t = p_p$) la condițiile din canal/conductă.

Pentru determinarea unei ecuații a ariei efective de curgere și a coeficientului de curgere se pornește de la ecuația de continuitate între cilindru și orificiul oferit

$$\dot{m} = \rho_t V_t A_t = \rho_t V_t A_e \tag{2.102}$$

unde A_e – aria secțiunii transversale ocupată de fluid în zona vena contracta a orificiului oferit.

Pentru o curgerea adiabatic a gazului printr-un orificiu, ecuația energiei curgerii staționare este:

$$h_{0cyl} = h_t + \frac{1}{2}V_t^2$$
 (2.103)

unde h_{Ocyl} – entalpia de stagnare din cilindru. Atunci când fluidul este considerat un gaz perfect cu capacități termice specifice constante, entalpia gazului poate fi exprimată în funcție de viteza sunetului (c):

$$h = c_p T = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} T = \frac{c^2}{\kappa - 1}$$
(2.104)

Ca urmare, ecuația 2.102 se poate rescrie sub forma:

$$c_{0cyl}^{2} = c_{t}^{2} + \frac{(\kappa - 1)}{2} V_{t}^{2}$$
(2.105)

Având în vedere caracterul izentropic al transformării, presiunea și densitatea pe ambele părți ale supapei pot fi legate prin ecuația:

$$\rho_t = \left(\frac{p_t}{p_{cyl}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \rho_{cyl}$$
(2.106)

Viteza sunetului fluidului în cilindru (c_{cyl}) și în orificiul oferit (c_t) poate fi definită ca:

$$c_{0cyl}^{2} = \frac{\kappa \rho_{0cyl}}{\rho_{0cyl}}$$
(2.107)

respectiv

$$c_t^2 = \frac{\kappa \rho_t}{\rho_t}$$
(2.108)

Se menționează faptul că *c*_{0cyl} din ecuația 2.105 reprezintă viteza sunetului de stagnare, motiv pentru care presiunea și densitatea din ecuația 2.107 trebuie să fie presiune, respectiv densitate de stagnare din cilindru. Combinarea acestor definiții cu cu ecuațiile 2.102, 2.105 și 2.106 duce la

$$\dot{m} = \frac{p_{0cyl}A_e}{c_{0cyl}} \left[\frac{2\kappa^2}{\kappa - 1} \left(\frac{p_t}{p_{0cyl}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \left\{ 1 - \left(\frac{p_t}{p_{0cyl}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$
(2.109)

și, deoarece
$$p_t = p_p$$
, ecuația devine:

$$\dot{m} = \frac{p_{0cyl}A_e}{\sqrt{RT_{0cyl}}} \left[\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_p}{p_{0cyl}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \left\{ 1 - \left(\frac{p_p}{p_{0cyl}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$
(2.110)

Ecuația 2.109 prezintă dependența debitului masic prin supapă de presiune și temperatura de stagnare din amonte de supapă, presiunea statică din aval de supapă și aria efectivă de curgere (ocupată de curentul de gaz) în zona orificiului oferit. Prin urmarea este evident faptul că, dacă se măsoară debitul masic alături de presiunea pe oricare parte a supapei și temperatura în amonte, se poate determina aria efectivă de curgere:

$$A_{e} = \frac{\frac{\sqrt{RT_{0cyl}}}{p_{0cyl}}}{\left[\frac{2\kappa}{\kappa-1}\left(\frac{p_{\rho}}{p_{0cyl}}\right)^{\frac{2}{\kappa}}\left\{1-\left(\frac{p_{\rho}}{p_{0cyl}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right\}\right]^{\frac{1}{2}}}$$
(2.111)

În consecință pentru a prezice valoarea corectă a debitului masic prin supapă utilizând modelul descris mai sus, în ecuația 2.109 sau 2.110 trebuie introdusă aria efectivă de curgere obținută în urma analizei datelor experimentale cu ecuația 2.111. Ecuația 2.111 poate fi generalizată pentru a permite determinarea

ariei efective de curgere indiferent de sensul de curgere prin supapă. În acest scop, se notează presiunea de stagnare în amonte cu p_{0u} (u - **upstream**), iar presiunea statică din aval cu p_d (d - **downstream**), obținându-se astfel:

$$A_{e} = \frac{\frac{\sqrt{RT_{0u}}}{p_{0u}}}{\left[\frac{2\kappa}{\kappa-1}\left(\frac{p_{d}}{p_{0u}}\right)^{\frac{2}{\kappa}}\left\{1-\left(\frac{p_{d}}{p_{0u}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right\}\right]^{\frac{1}{2}}}$$
(2.112)

Coeficientul de curgere

Coeficienții de curgere pentru supape sunt utilizați pentru a reprezenta rezultatele obținute pe standul de testare în condiții de curgere staționară fără a fi necesară specificarea directă a valorilor ariei efective de curgere. Pornind de la următoare formă a ecuației 2.109:

$$\dot{m} = A_e \cdot f(p_{0cyl}, p_p, T_{0cyl})$$
(2.113)

se poate utiliza un coeficient de curgere pentru a rescrie ecuația sub forma:

$$\dot{m} = C_f \cdot A_{ref} \cdot f\left(p_{0cyl}, p_p, T_{0cyl}\right)$$
(2.114)

Din aceste ecuații rezultă că:

$$C_f = \frac{A_e}{A_{ref}} \tag{2.115}$$

În aceste ecuații *A_{ref}* reprezintă o arie de referință care poate fi constantă (Woods și Khan [16]) sau o funcție de cursa supapei (Kastner ș.a. [17]). Kastner ș.a. [17] au definit un număr de regimuri de curgere dependente de ridicare a supapei. Acest lucru permite definirea unei arii geometrice limită în funcție de cursa supapei. Pentru utilizare în modelarea motoarelor cu ardere internă, specificarea coeficientului de debit în funcție de cursa supapei este mai complicată decât este nevoie. În scopul simplificării acestui aspect, Woods și Khan [16] au propus ca aria de referință din ecuația de definire a coeficientului de debit 2.115 să fie aria secțiunii transversale a orificiului supapei. Avantajul acestei metode este faptul că creșterea coeficientului de debit cu ridicarea supapei este monotonă.

Presupunând că profilul curgerii gazului prin două supape distincte este similar, atunci aria efectivă de curgere poate fi determinată pornind de la același coeficient de debit.

Elementele de tip Port

Elementele de tip **Port** utilizate în programul software Lotus Engine Simulation îi permit utilizatorului să definească caracteristica de curgere a orificiului de admisie, respectiv evacuare în funcție de raportul înălțimii de ridicare (L) și a diametrului orificiului oferit (D), notat L/D. Aceste date se obțin, uzual, pe baza unor teste experimentale pe stand. Pentru simplificare se face presupunerea că valorile coeficientului de debit obținute experimental sunt aplicabile pentru întreaga gamă de presiuni întâlnite în motoarele cu ardere internă, fapt ce a fost confirmat de numeroase studii. O altă presupunere este că acești coeficienți sunt valabili și pentru curgerea inversă prin orificiul oferit de supapă, însă acest lucru necesită confirmări experimentale pentru fiecare motor în parte. Programul



Fig. 2.16 Coeficientul de curgere al orificiilor implicite (adaptare după [1])

software Lotus Engine Simulation permite definirea coeficientului de debit atât pentru curgerea directă, cât și pentru cea inversă. Utilizatorul poate însă să lucreze cu valori implicite ale coeficienților de debit (diferiți pentru admisie, respectiv evacuare), valori care au fost obținute din baza de date a companiei Lotus Engineering [1].

Orificiile de admisie / evacuare

Programul software Lotus Engine Simulation permite utilizatorului să aleagă între curba coeficientului de debit specifică unui orificiu optimizat (**Good Port**), respectiv curba unui orificiu neoptimizat (**Poor Port**). Aceste curbe sunt prezentate în figura 2.18 în funcție de raportul dintre diametrul orificiului oferit de supapă (*D*) și alezaj (D_{cyl}), notat D/D_{cyl} , respectiv *L*/*D* pentru orificiul de admisie și în funcție de *L*/*D* pentru orificiul de evacuare.

Lotus Engine Simulation - Elemente de teorie

Coeficienții de debit impliciți ai orificiului optimizat/neoptimizat. În cursul unei simulări, pentru orificiile de admisie se calculează raportul *D/D_{cyl}* și se interpolează caracteristica, fie a unui orificiu optimizat (**Good Port**), fie a unui orificiu neoptimizat (**Poor Port**). Alternativ, utilizatorul poate specifica valoarea coeficientului de debit al orificiului la o valoare a *L/D* de 0.3. În cazul acestei opțiuni programul interpolează (și extrapolează) între curba caracteristică orificiului optimizat și cea a orificiului neoptimizat, astfel încât curba rezultată să prezinte valoarea specificată de utilizator pentru valoarea L/D de 0.3. Cea mai precisă metodă este însă specificarea caracteristicii de curgere a unui orificiu pe baza determinărilor pe standul de testare. Este important de reținut că valoarea specificată pentru diametrul orificiului (**throat diameter**) trebuie să fie aceeași cu cea a orificiului utilizat pentru obținerea datelor experimentale.



Fig. 2.17 Coeficientul de curgere implicit al orificiului optimizat (adaptare după [1])

Fig. 2.18 Coeficientul de curgere implicit al orificiului neoptimizat (adaptare după [1])

2.9. Supape

Supapele pot fi selectate prin una dintre cele cinci opțiuni: supapă condusă (**poppet valve**), supapă Reed (**reed valve**), supapă disc (**disc valve**), port piston (**piston port**), curba unghi/arie specificată de utilizator (**user specified angle/area curve**).

Supapă condusă

În acest caz, legea de ridicare a supapelor poate fi specificată prin una dintre cele patru opțiuni disponibile în programul software Lotus Engine Simulation:

- Ridicare rapidă polinomială (implicit);
- Ridicare lentă polinomială (implicit);
- Ridicare polinomială (specificat de utilizator);
- Date specificate de utilizator unghi/ridicare.

Pentru fiecare dintre opțiuni, durata ridicării supapei rezultă ca diferență (în °RAC) între deschiderea supapei (dsa/dse) și închiderea supapei (îsa/îse). Atunci când este utilizată opțiunea de date cu unghi / ridicare specificată de utilizator, datele legii de ridicare sunt adaptate liniar, astfel încât durata ridicării să se potrivească cu cea specificată cu deschiderea respectiv închiderea supapei. Avantajul acestei adaptări este că utilizatorul poate specifica o lege generică de ridicare a supapei și poate efectua studii de sensibilitate ale fazelor distribuției, schimbând doar unul sau două date de intrare (adică deschiderea și închiderea supapei) în fișierul de date de intrare.

Cu fiecare dintre opțiunile legii de ridicare, ridicarea maximă a supapei este specificată de ridicarea maximă a supapei (**MOP – maximum opening**). Atunci când este utilizată opțiunea de date pentru unghi / ridicare specificată de utilizator, profilul de ridicare este scalat liniar astfel încât ridicarea maximă a supapei să se potrivească cu cea specificată cu MOP. Utilizatorii care doresc să efectueze studii de sensibilitate pentru fazele distribuției supapelor trebuie să țină cont de faptul că ridicarea maximă realizabilă a supapei se reduce odată cu reducerea duratei de deschidere. Astfel, pentru a genera compromisuri realiste de sincronizare a supapelor, ridicarea maximă trebuie corectată cu durata deschiderii supapei.

Supapă cu ridicare polinomială

Curbele implicite de ridicare utilizează un polinom format din patru coeficienți și patru exponenți. Natura polinomului este de așa natură încât suma coeficienților este -1. Coeficienții impliciți ai curbelor de ridicare a supapelor sunt prezentați în tabelul 2.13:

Ridicare	rapidă	Ridicare lentă		
Coeficient	Exponent	Coeficient	Exponent	
-1,2423	2	-1,507928	2	
0,2553	12	0,541945	7	
-0,1148	68	-0,048289	30	
0,1019	70	0,014273	40	

Tabel 2.16 Coeficienții impliciți ai curbei polinomialei de ridicare a supapei (adaptare după [1])

Opțiunile de ridicare polinomiale implicite și specificate de utilizator permit utilizatorului să introducă un unghi dwell corespunzător înălțimii maxime de ridicare a supapei. Acesta reprezintă poziția, în °RAC, la care supapa ajunge la ridicarea maximă după deschidere, înainte de a începe să se închidă. Se atrage atenția asupra faptului că acest unghi nu poate avea o valoare negativă.

În figura 2.21 se pot observa variațiuni ale curbei de ridicare a supapei.



Fig. 2.19 Curbe polinomiale de ridicare a supapei (adaptare după [1])

Date specificate de utilizator unghi/ridicare

Opțiunea de date specificate de utilizator pentru unghi / ridicare permite utilizatorului să furnizeze datele reale de proiectare a camelor ca date intrare în modelul de simulare. Aceste date sunt specificate în perechi de ordonate ale unghiului de rotație al arborelui cotit / ridicarea supapei. Prima valoare a unghiului de rotație al arborelui cotit ar trebui să fie 0 și ultima să corespundă durata deschiderii supapei (deși durata poate fi ulterior adaptată așa cum este descris mai sus). Prima și ultima valoare a înălțimii de ridicare a supapei ar trebui să fie 0. În figura 2.21 sunt comparate curba de ridicare a supapei cu camă 235 cu acțiune directă, proiectată de Lotus, cu cele generate de curbele implicite de ridicare lentă și rapidă, generate pentru aceeași durată a rampei și ridicarea maximă. O diferență notabilă între curba corespunzătoare camei proiectate de Lotus și polinomul de ridicare rapidă se poate observa în timpul rampei/pantei de la începutul, respectiv sfârșitul ridicării. Se recomandă să nu se includă toate rampele în datele ordonate de unghi / ridicare. Experiența a arătat că cele mai bune rezultate ale simulării se obțin atunci când sunt incluse datele de coordonate de unghi / ridicare pentru aproximativ 10 grade RAC înainte și după partea

superioară (deschidere maximă) a curbei. Variațiile adecvate ale curbei de ridicare se vor schimba de la motor la motor, în funcție de joc și de flexibilitatea întregului mecanism de distribuție prin supape. Strategia utilizată pentru a converti datele corespunzătoare camelor proiectate în date ordonate de ridicare a supapelor pentru introducerea în programul de simulare este prezentată succint în figura 2.22.



Fig. 2.20 Corecții aplicate curbei de ridicare a supapei în raport cu profilul camei (adaptare după [1])
2.10. Clapete obturatoare

Componenta clapetă obturatoare (**throttle**) permite utilizatorului să specifice caracteristicile dispozitivelor de curgere cu arie constantă, utilizate pentru a conecta două elemente. Este important de reținut faptul că numai o singură conductă, volum sau alt element poate fi conectat la fiecare parte a clapetei obturatoare. În principiu, este nevoie de două elemente / date pentru a configura clapeta obturatoare: aria geometrică de curgere (**geometric flow area**) și coeficientul de curgere (**flow coefficient** – C_f). Produsul dintre aria geometrică de curgere și valoarea C_f oferă apoi aria efectivă de curgere a clapetei obturatoare.

Clapeta obturatoare poate fi definită ca: obturator ca arie a secțiunii de curgere (simple area), obturator tip fluture (butterfly valve), obturator cu placă glisantă (slide valve), obturator tip supapă butoi (barrel valve).

Când fluidul curge printr-o clapetă obturatoare, dezvoltarea regiunilor de separare și recirculare dă naștere unei vena-contracta în care aria secțiunii transversale efective de curgere este mai mică decât aria geometrică a orificiului. Acest fenomen nu poate fi simulat direct folosind un model monodimensional și trebuie caracterizat folosind date empirice. Datele privind suprafețele efective măsurate ale obturatorului sau coeficienții de debit (*C_f*), în Lotus Engine Simulation, sunt necesare ca valori de intrare.

Aria efectivă de curgere a clapetei obturatoare este un concept teoretic care, pentru o diferență de presiune dată, permite evaluarea fluxului de masă prin clapeta de accelerație. Se dezvoltă un model matematic al debitului prin clapetă, din care aria "efectivă" de curgere a clapetei poate fi derivată din valorile măsurate ale presiunii de-a lungul clapetei și debitul masic prin aceasta. În acest fel, prin utilizarea ariei efective de curgere, măsurată folosind o instalație de curgere staționară, pentru o anumită deschidere a obturatorului și o anumită cădere de presiune pe acesta, în programul software Lotus Engine Simulation se poate reproduce efectul debitului masic obținut în experimente.

Obturator ca arie a secțiunii de curgere

Această opțiune permite utilizatorului să specifice direct aria de curgere a obturatorului (fig. 2.23). Minimum C.S.A. (**cross sectional area**) este aria secțiunii minime, valoare ce poate fi editată direct sau se poate calcula diametrul echivalent (**Equivalent Diameter**). La nevoie, prin selectarea opțiunii direcție de curgere (**Discharge Directionality**) din meniul de definire se pot specifica date diferite pentru curgerea în sens normal și invers.

Discharge CF	1,0000	
Minimum C.S.A (mm²)	1385,00	
Equiv. Diameter (mm)	41,993	
Discharge Directionality	Common	•

Fig. 2.21

Obturator tip fluture

Această opțiune permite utilizatorului să definească datele geometrice specifice unui obturator de tip fluture (fig. 2.24). Pe baza acestor date programul software Lotus Engine Simulation va calcula aria de geometrică curgere a clapetei obturatoare. Datele de intrare pentru acest tip de obturator sunt: diametrul obturatorului (**throttle diameter** – *D*), unghiul clapetei obturatoare în poziția închis (**closed angle** – Φ_o), unghiul actual al clapetei (**throttle angle** – Φ) și diametrul axului clapetei (**spindle diameter** – *d*). La nevoie, prin selectarea opțiunii direcție de curgere (**Discharge Directionality**) din meniul de definire se pot specifica date diferite pentru curgerea în sens normal și invers.

Obturator cu placă glisantă

Această opțiune permite utilizatorului să definească datele geometrice specifice unui obturator cu placă glisantă (fig. 2.25). Pe baza acestor date programul software Lotus Engine Simulation va calcula aria de geometrică curgere a clapetei obturatoare. Datele de intrare pentru acest tip de obturator sunt: diametrul orificiului de curgere (**hole diameter** – *D*) și distanța între centrele celor două orificii din placa glisantă, respectiv din obturator (**exposed distance** – *h*). Dacă *h* = 0, obturatorul este complet deschis iar dacă *h* = *D*, obturatorul este complet închis. La nevoie, prin selectarea opțiunii direcție de curgere (**Discharge Directionality**) din meniul de definire se pot specifica date diferite pentru curgerea în sens normal și invers.

Obturator tip supapă glisantă

Această opțiune permite utilizatorului să definească datele geometrice specifice unui obturator tip supapă glisantă (fig. 2.26). Pe baza acestor date programul software Lotus Engine Simulation va calcula aria de geometrică curgere a clapetei obturatoare. Datele de intrare pentru acest tip de obturator sunt: diametrul conductei (**pipe diameter** – *D*) și înălțimea de ridicare față de poziția complet închis (**lift distance** – *h*). La nevoie, prin selectarea opțiunii direcție de curgere







Discharge CF	1,0000
Hole Dia. (mm)	35,0000
Exposed Distance (mm)	70000,0000



(**Discharge Directionality**) din meniul de definire se pot specifica date diferite pentru curgerea în sens normal și invers.

Obturator tip supapă butoi

Această opțiune permite utilizatorului să definească datele geometrice specifice unui obturator tip supapă butoi (fig. 2.27). Pe baza acestor date programul software Lotus Engine Simulation va calcula aria de geometrică curgere a clapetei obturatoare. Datele de intrare pentru acest tip de obturator sunt: diametrul conductei de intrare (**inlet pipe diameter** – *D*), unghiul supapei butoi (**angle** – Φ_o) și diametrul supapei butoi (**barrel diameter** – *D*_b). Deschiderea maximă se obține pentru un unghi de 90°. La nevoie, prin selectarea opțiunii direcție de curgere (**Discharge Directionality**) din meniul de definire se pot specifica date diferite pentru curgerea în sens normal și invers.



Discharge CF	1,0000
Pipe Dia. (mm)	35,0000
Lift Distance (mm)	70000,0000

Fig. 2.24 Obturator tip supapă glisantă (adaptare după [1])



Discharge CF	1,0000
Inlet Pipe Dia. (mm)	35,0000
Angle (deg)	70,000
Barrel Dia. (mm)	70,0000

Fig. 2.25 Obturator tip butoi (adaptare după [1])

2.11. Supraalimentare și turbine

2.11.1.Turbocompresor

Turbocompresoarele sunt modelate ca si compresoare si turbine conectate la un ax comun care se învârte liber. Abordarea generală este aceeași cu cea publicată în referintele [3], [18], [19], unde performanta momentană a compresorului si turbinei este determinată din caracteristicile conținând valori adimensionale (fig. 2.28). Structura datelor de intrare a fost astfel concepută încât să fie cât se poate de similară cu cea publicată în documentul SAE J1826 privind recomandările pentru testarea pe stand a turbinelor cu gaze. Introducerea în programul software Lotus Engine Simulation a factorilor de scalare a debitului masic, raportului de presiune, turatiei și eficienței permite utilizatorului să modifice caracteristica de bază pentru a ajusta un compresor sau o turbină cerințelor motorului analizat. Soluțiile de calcul pentru compresor si turbină au fost concepute astfel încât să fie foarte robuste. Prin urmare filtrarea și extrapolarea datelor de testare nu este esențială înainte de introducerea lor în program. În continuare sunt descrise ipotezele de extrapolare incluse în aceste rutine. Simularea corectă a unui turbocompresor care se învârte liber, necesită ca simularea să conveargă spre o turație a axului care furnizează exact bilantul de lucru mecanic dintre compresor si turbină. Se apreciază că s-a atins convergența atunci când lucrul mecanic dezvoltat de turbină diferă cu cel mult 2 % fată de lucrul mecanic consumat de compresor. La sfârsitul fiecărui ciclu de simulare este examinat bilanțul lucrului mecanic al axului de legătură dintre compresor și turbină, mărindu-se sau reducându-se automat turatia axului. Pentru fiecare ciclu, sunt permise fluctuații ale turației axului ca răspuns la instabilitatea dinamică dintre lucrul mecanic al compresorului și turbinei. Amplitudinea acestor fluctuații este controlată de către inerția compresorului și turbine.



Fig. 2.26 Exemplu de caracteristică a compresorului (adaptare după [10])

Compresor

Caracteristicile compresorului trebuie definite ca o serie de linii de turație constantă are definesc debitul masic, raportul presiunilor și eficiența. Liniile de turație constantă trebuie să utilizeze același număr de puncte de debit per curbă și trebuie să fie în ordine monoton crescătoare. Ordinea de introducere a datelor de intrare este prezentată în figura 2.29. În figura 2.28 se poate observa o caracteristică tipică pentru un astfel de compresor. Pentru fiecare increment de unghi de rotație a rolului cotit, debitul masic și eficiența compresorului sunt calculate pe baza turației momentane corectate a axului de legătură și raportul de







presiune momentan. Modul de determinare aplicat în programul software Lotus Engine Simulation presupune interpolarea unei linii de turație constantă din caracteristică. Din această linie se interpolează debitul masic și eficiența în funcție de raportul momentan al presiunilor. Acolo unde sunt posibile mai multe solutii se alege raportul de presiune care furnizează debitul masic cel mai apropiat de debitul masic al pasului precedent. Pentru a acoperi toate rapoartele de presiune, linia de turație constantă este extrapolată precum în figura 2.30. Cea mai frecventă problemă întâlnită în simulare este atunci când raportul momentan de presiuni depășește valoarea permisă de linia de turație constantă. În acest caz utilizatorul este atenționat, iar în calcul se utilizează un debit masic reprezentând 80% din debitul masei calculat pentru unghiul precedent de rotație al arborelui cotit. Acest lucru tinde să forteze revenirea raportului de presiuni în limitele măsurate (introduse ca date de intrare pentru caracteristica compresorului). Extrapolarea curbelor de presiune a fost aleasă astfel încât să permită păstrarea valorilor de eficiență în limitele măsurate. Acest lucru nu permite extrapolarea la valori negative de eficiență.



Fig. 2.29 Exemplu de caracteristică a turbinei (adaptare după [10])

Turbină

Caracteristicile turbinei (fig. 2.31) trebuie definite ca o serie de linii de turație constantă prin specificarea debitului masic, raportului de presiuni și eficienței. Liniile de turație constantă trebuie să utilizeze fiecare același număr de puncte de debit masic per curbă și trebuie să fie în ordine monoton crescătoare. Ordinea de introducere a datelor de intrare este prezentată în figura 2.32. Pentru fiecare increment de unghi de rotație al arborelui cotit, debitul masic și eficiența turbinei sunt calculate pe baza turației momentane corectată a axului și a raportului momentan de presiuni de pe dispozitiv. Modul de determinare presupune interpolarea unei linii de turație constantă din caracteristică. Din această linie se interpolează debitul masic și eficiența în figura 2.34.



Fig. 2.30 Ordinea de introducere a datelor caracteristicii turbinei (adaptare după [1])

Fig. 2.31 Diagrama h-s pentru definirea funcției de lucru mecanic a turbinei (adaptare după [1])

Extrapolarea curbelor de eficiență a fost aleasă, astfel încât eficiențele să rămână întotdeauna în limitele măsurate. Acest lucru permite evitarea extrapolării la eficiențe negative. Puterea maximă teoretică care poate fi extrasă din gazele de evacuare este indicată în fișierele de rezultate (.MRS sau PRS). Acest parametru, numit funcția de lucru mecanic a turbinei, este utilizat în detrimentul exergie, deoarece acestea necesită ca dispozitivul să funcționeze conform unui ciclu de recuperare a energiei. Funcția de lucru mecanic a turbinei este:

$$\dot{W}_{is} = \dot{m} (h_0 - h_{0,is})$$
 (2.116)



Fig. 2.32 Extrapolare a caracteristicii turbinei (adaptare după [1])

unde h_0 – entalpia specifică de stagnare a gazului la locația considerată; $h_{0,is}$ – entalpia specifică de stagnare la presiunea de referință (în programul Lotus Engine Simulation aceasta este presiunea ambientală) obținută prin destinderea izentropică a gazului până la această presiune (fig. 2.33).

2.11.2. Compresor (Supercharger)

Obiectivul modelului de compresor din Lotus Engine Simulation este de a calcula variația presiunii, temperaturii și a debitului masic al gazului care trece prin dispozitiv. Modul de funcționare al acestuia este descris pe o diagramă T-s, unde se poate observa variația valorilor de stare în amonte și în aval de compresor.

Compresoarele sunt dispozitive volumetrice, motiv pentru care debitul volumic prin acestea poate fi calculat cu ajutorul ecuației:

$$\dot{Q} = \eta_{vol} V_{rev} n_{comp} \tag{2.117}$$

unde η_{vol} este eficiența volumetrică a compresorului, V_{rev} este volumul dislocuit de rotor la fiecare rotație, iar n_{comp} este turația compresorului. Debitul masic poate fi obținut din expresia:

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} = \frac{\rho_1}{RT_1} \dot{Q}$$
 (2.118)

unde ρ este densitatea gazului, iar p_1 și T_1 sunt presiunea și respectiv temperatura din amonte, a căror valori sunt cunoscute din calculul rețelei de conducte.

Temperatura T_2' , rezultată în urma comprimării izentropice este:

$$T_{2}' = T_{1} \left(\frac{p_{2}}{p_{1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$
 (2.119)

Eficiența izentropică a compresorului (η_{is}) este definită ca raportul dintre lucrul mecanic necesar (\dot{W}_{is}) pentru comprimarea izentropică a gazului cu raportul de presiune considerat și lucrul mecanic real necesar (W_{act}), astfel încât:





$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{act}} = \frac{\dot{m} \left(h_2' - h_1 \right)}{\dot{m} \left(h_2 - h_1 \right)} = \frac{c_{\rho} \left(T_2' - T_1 \right)}{c_{\rho} \left(T_2 - T_1 \right)} = \frac{T_2' - T}{T_2 - T}$$
(2.120)

Din această ecuație se poate calcula temperatura la ieșirea din compresor (T_2):

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{is}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}$$
(2.121)

Eficiența adiabatică a compresorului (η_{adiab}) este utilizată pentru a calcula necesarul de putere al compresorului. Eficiența adiabatică are aceeași definiție nominală ca eficiența izentropică - cele două cantități se diferențiază prin modul de măsurare. Valorile eficienței adiabatice se obțin prin măsurarea puterii reale a compresorului și calculul puterii izentropice (\dot{W}_{is}) cu expresia:

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}c_{p}\left(T_{2}' - T_{1}\right)$$
 (2.122)

În programul software Lotus Engine Simulation, valorile eficienței adiabatice sunt cunoscute, problema constând în evaluarea necesarului real de putere a compresorului. Acest lucru se realizează utilizând ecuația:

$$\dot{W}_{act} = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta_{adiab}}$$
(2.123)

Este important de reținut faptul că eficiența izentropică și cea adiabatică sunt utilizate pentru a calcula cantități distincte.

Definirea datelor de intrare

Având în vedere definițiile prezentate, la configurarea datelor care definesc performanța compresorului ar trebui adoptate următoarele strategii:

- Dacă se cunosc doar valori ale eficienței adiabatice: eficiența izentropică și eficiența adiabatică se definesc cu aceeași valoare, iar randamentul mecanismului de acționare cu 1.
- Dacă se cunosc doar valori ale eficienței izentropice: eficiența izentropică și eficiența adiabatică se definesc cu aceeași valoare, iar randamentul mecanismului de acționare cu valoarea corespunzătoare.
- Dacă se cunosc atât valori ale eficienței izentropice, cât și ale celei adiabatice: eficiența izentropică și eficiența adiabatică se definesc cu valorile corespunzătoare, iar randamentul mecanismului de acționare cu 1.

Se menționează faptul că eficiența adiabatică măsurată ar trebui să fie mai mică decât eficiența izentropică măsurată, deoarece eficiența adiabatică include și eficiența mecanismului de acționare. Prin urmare, atunci când se utilizează valori ale eficienței adiabatice determinate prin măsurare, eficiența mecanismului de acționare trebuie definită cu valoarea 1. Eficiența izentropică se obține prin măsurarea temperaturilor fluidului la intrare și la ieșire, iar ca urmare, nu include eficiența angrenajului de acționare.

2.11.3. Turbină (Expander)

Obiectivul modelului de turbină din Lotus Engine Simulation este de a calcula variația presiunii, temperaturii si a debitului masic al gazului care trece prin dispozitiv. Modul de functionare al

turbinei este indicat prin variația mărimilor de stare, în amonte și în aval, pe o diagramă T-s. Debitul volumic printr-un turbină poate fi calculat cu ajutorul ecuației:

$$\dot{Q} = \eta_{vol} V_{rev} n_{exp}$$
(2.124)

unde η_{vol} este eficiența volumetrică a turbinei, V_{rev} este volumul dislocuit de rotor la fiecare rotație, iar n_{exp} este turația turbinei. Debitul masic poate fi obținut din expresia:





$$\dot{m} = \rho \dot{Q} = \frac{\rho_1}{RT_1} \dot{Q} \tag{2.125}$$

unde ρ este densitatea gazului, iar p_1 și T_1 sunt presiunea și respectiv temperatura din amonte.

Temperatura T_2' rezultată în urma destinderii izentropice este:

$$T_{2}' = T_{1} \left(\frac{p_{2}}{p_{1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$
 (2.126)

Eficiența izentropică a turbinei (η_{is}) este definită ca raportul dintre lucrul mecanic obținut prin destinderea gazului cu un raport de presiune considerat (\dot{W}_{act}) și lucrul mecanic care ar putut fi obținut dacă destinderea avea loc izentropic (\dot{W}_{is}):

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{W}_{is}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{\dot{m}(h_1 - h_2')} = \frac{c_p(T_1 - T_2)}{c_p(T_1 - T_2')} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2'}$$
(2.127)

Pe baza acestei ecuații se poate determina temperatura la ieșirea din turbină:

$$T_{2} = T_{1} \left\{ 1 + \eta_{is} \left[\left(1 - \frac{p_{2}}{p_{1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\}$$
(2.128)

Eficiența adiabatică a turbinei (η_{adiab}) este utilizată pentru a calcula puterea produsă de turbină. Eficiența adiabatică are aceeași definiție nominală ca eficiența izentropică – cele două cantități se diferențiază prin modul de măsurare. Valorea eficienței adiabatice (η_{adiab}) se obține prin măsurarea puterii reale generate de turbină și calculul puterii care ar putea fi produsă în urma destinderii izentropice:

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}c_{p}\left(T_{1} - T_{2}\right)$$
 (2.129)

În programul software Lotus Engine Simulation valorile eficienței adiabatice sunt cunoscute, problema constând în evaluarea puterii produse de turbină. Acest lucru se realizează utilizând ecuația:

$$\dot{\mathcal{W}}_{act} = \eta_{adiab} \dot{\mathcal{W}}_{is} \tag{2.130}$$

Definirea datelor de intrare

Având în vedere definițiile date mai sus, ar trebui adoptate următoarele strategii la configurarea datelor care definesc performanța turbinei în program:

Dacă se cunosc doar valori ale eficienței adiabatice: eficiența izentropică și eficiența adiabatică se definesc cu aceeași valoare, iar randamentul mecanismului de acționare cu 1.

Dacă se cunosc doar valori ale eficienței izentropice: eficiența izentropică și eficiența adiabatică se definesc cu aceeași valoare, iar randamentul mecanismului de acționare cu valoarea corespunzătoare.

Dacă se cunosc atât valori ale eficienței izentropice, cât și ale celei adiabatice: eficiența izentropică și eficiența adiabatică se definesc cu valorile corespunzătoare, iar randamentul mecanismului de acționare cu 1.

La fel ca în cazul compresorului, eficiența adiabatică măsurată ar trebui să fie mai mică decât eficiența izentropică măsurată, deoarece eficiența adiabatică include și eficiența mecanismului de acționare. Prin urmare, atunci când se utilizează valori ale eficienței adiabatice determinate prin măsurare, eficiența mecanismului de acționare trebuie definită cu valoarea 1. Eficiența izentropică se obține prin măsurarea temperaturilor fluidului la intrare și la ieșire, iar ca urmare, nu include eficiența angrenajului de acționare.

2.12. Răcitor de gaze

Răcitoarele de gaze oferă un mijloc de disipare/absorbție de căldură pentru fluidul din modelul de simulare a motorului. Definirea răcitorului de gaze necesită informații cu privire la variația pierderii de presiune, temperaturii lichidului de răcire și eficienței în funcție de debitul masic. În fiecare moment, programul de simulare calculează debitul masic de fluidul prin răcitor în funcție de căderea instantanee de presiune. Datele privind temperatura și eficiența lichidului de răcire sunt derivate în mod similar.

Datele privind debitul masic se utilizează în detrimentul datelor cu privire la debitul volumic și condițiile de stare la intrarea în dispozitiv (în acest caz, debitul masic ar fi calculat pe baza acestor date), deoarece sunt mai ușor de obținut. Principala ipoteză simplificatoare pentru modelul răcitorului este că eficiența și caracteristicile temperaturii lichidului de răcire din ciclul motorului sunt cvasi-statice, ceea ce implică faptul că răcitorul de gaze nu are inerție termică.

Eficiența răcitorului este definită prin intermediul ecuației:

$$\varepsilon = \frac{T_{charge_in} - T_{charge_out}}{T_{charge_in} - T_{coolant_in}}$$
(2.131)

unde T_{charge_in} este temperatura de intrare a gazului comprimat, T_{charge_out} este temperatura de ieșire a gazului comprimat, iar $T_{coolant_in}$ este temperatura lichidului de răcire.

2.13. Modele de pierderi prin frecare

Pierderile prin frecare mecanică a motorului pot fi calculate folosind una din cele patru corelații empirice simple sau pot fi precizate în mod explicit de către utilizator sub forma unei presiuni efective medii de frecare sau a unei eficiențe mecanice. Datele de intrare vizează doar frecările mecanice și nu trebuie să includă pierderile asociate cu schimbul de gaze, deoarece acestea sunt calculate de program. Astfel, pierderile determinate prin antrenarea motorului din exterior (ex. prin intermediul unui dinamometru) nu pot fi utilizate ca date de intrare.

Modelele de frecare disponibile în programul software Lotus Engine Simulation sunt:

Model Barnes-Moss modificat [20]

$$FMEP = 0,6 + (1,167*10^{-4} \cdot n) + (0,06 \cdot S_{pm})$$
(2.132)

unde *n* este turația motorului în [rpm], iar *S*_{pm} este viteza medie a pistonului în [m/s].

Model Millington & Hartles DI [21]

$$FMEP = \left(\frac{\varepsilon + 4,0}{14,5}\right) + 0,48275 \cdot 10^{-3} \cdot n$$
(2.133)

unde *n* este turația motorului în [rpm] iar ε este raportul de comprimare [-].

Model Chen & Flynn pentru motoare având capacitate cilindrică mare [22]

$$FMEP = 0,138 + 0,005 \cdot p_{cv/,max} + 0,06 \cdot S_{pm}$$
(2.134)

unde $p_{cvl,max}$ este presiunea maximă din cilindru în [bar], iar S_{pm} este viteza medie a pistonului în [m/s].

Procedura recomandată este de a calcula pierderile prin frecare ale motorului utilizând o versiune modificată a modelului Patton & Heywood [23], care necesită date privind configurația arborelui cotit și a axului cu came, respectiv dimensiunile lagărelor. Acest model este implementat în utilitarul Lotus Friction Tool. Datele rezultate pot apoi să fie preluate direct din acest utilitar ca date de intrare pentru modelul din Lotus Engine Simulation.

2.14. Dinamica motorului

Simularea performanțelor motorului în regim tranzitoriu necesită implementarea unui calculul dinamic al mecanismului motor. În programul software Lotus Engine Simulation, dinamica motorului poate fi determinată pe baza valorilor medii (per ciclu) ale momentului motor și ale inerției motorului, astfel încât turația motorului să fie actualizată o dată pe ciclu. Alternativ, poate fi luată în considerare variația momentului și a inerției de la ciclu la ciclu, astfel încât turația motorului să fie recalculată la fiecare pas de calcul. Ecuația de bază pentru calculul accelerației motorului este:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\left[T_{brake} + T_{load}\right]}{\left[I_{total} + I_{load}n_{load}^{2}\right]} \frac{1}{2\pi}$$
(2.135)

unde *n* este turația motorului în [rot/sec], *T*_{brake} este momentul motor efectiv, *T*_{load} este momentul rezistent (încărcarea), *I*_{total} este inerția totală a motorului raportată la arborele cotit, *I*_{load} este inerția consumatorului, iar *n*_{load} este turația motorului/frânei.

Momentul motor efectiv este dat de:

$$T_{brake} = T_{gas,p} + T_{inertia} - T_{fric}$$
(2.136)

unde $T_{gas,p}$ este momentul generat de presiunea gazelor din cilindru, T_{fric} este momentul rezistent datorat forțelor de frecare din motor, iar $T_{inertia}$ este momentul generat de forțele inerțiale din motor la orice poziție a arborelui cotit:

$$T_{inertia} = \sum_{n=1}^{n_{cvl}} \left\{ m_{rec} \dot{Y}_{rec_n} r \dot{\vartheta}_n \left[\cos \vartheta_n + \frac{r}{l} \frac{\left(\cos^2 \vartheta_n - \sin^2 \vartheta_n \cos^2 \varphi_n \right)}{\cos^3 \varphi_n} \right] + I_R \dot{\varphi}_n \dot{\vartheta} \frac{r}{l} \frac{\sin \vartheta_n}{\cos^3 \varphi_n} \left[1 - \frac{r^2}{l^2} \right] + m_{rot} rg \sin(\vartheta_n + \psi_n) - \frac{m_{rec} g \dot{y}_{rec_n} \cos \psi_n}{\dot{\vartheta}_n} \right\}$$
(2.137)

Inerția motorului raportată la arborele cotit variază în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit și este dată de:

$$I_{total} = \sum_{n=1}^{n_{cvl}} \left\{ m_{mot} r^2 + \frac{m_{rec} \dot{y}_{rec_n}^2}{\dot{g}_n^2} + \frac{I_R \varphi_n^2}{\dot{g}_n^2} \right\} + I_{crank} + I_{vt} n_{vt}^2 + I_{acc} n_{acc}^2$$
(2.138)

unde *I_{crank}* este inerția arborelui cotit față de axa centrală a acestuia, *I_{vt}* este inerția mecanismului de distribuție, *I_{acc}* este inerția accesoriilor motorului, n_{acc} este turația relativă a mecanismului de acționare a accesoriilor față de arborele cotit, iar *n_{vt}* este turația relativă necesară a sistemului de supape față de arborele cotit.

În ecuațiile 2.137 și 2.138 m_{rec} reprezintă masa echivalentă a fiecărui ansamblu piston / cilindru (inclusiv o contribuție din masa bielei); m_{rot} – componenta mișcării de rotație a bielei; y_{rec} – distanța de la centrul arborelui cotit la centrul bolțului; r – raza arborelui cotit; l – lungimea bielei; \mathcal{G} – unghiul arborelui cotit relativ față de PMS; φ – unghiul de rotație al arborelui cotit (unghiul determinat de axa bielei și axa cilindrului); ψ – unghiul de înclinare al cilindrului față de axa verticală; g – accelerația gravitațională; I_R – inerția reziduală determinată de reprezentarea bielei prin cele două mase. Această abordare permite simplificarea calculelor prin reducerea masei bielei în cele două puncte extreme (capul și piciorul bielei):

$$m = m_{rec} + m_{rot} \tag{2.139}$$

$$m_{rec} = \frac{a}{l}m$$
(2.140)

$$m_{rot} = \frac{b}{l}m$$
(2.141)

unde a și b sunt distanțele dintre centrele componentelor masei în mișcare de rotație și mișcare alternativă, respectiv centrul de masă al bielei (**C of G – Center of Gravity**) (fig. 2.37). Această reprezentare a masei bielei prin două componente necesită adăugarea unei componente de inerție reziduală (*I*_R) pentru a putea genera inerția efectivă a bielei pe baza celor două mase reduse:



Fig. 2.35 Reprezentare a reducerii masei bielei la cele două puncte extreme (adaptare după [1])

$$I_{act} = I_{R} + (m_{rot}a^{2} + m_{rec}b^{2})$$
(2.142)

unde *I_{act}* este inerția actuală a bielei față de centrul de greutate al acesteia (pe o axă paralelă cu axa arborelui cotit). Aceasta poate fi exprimată și în funcție de raza de girație a bielei:

$$I_{R} = m(k^{2} - ab) \tag{2.143}$$

În cazul în care calculul turației motorului este actualizat la fiecare ciclu și nu la fiecare pas, termenul *I*total se reduce la:

$$I_{total} = I_{crank} + I_{vt} n_{vt}^2 + I_{acc} n_{acc}^2$$
(2.144)

3. Lotus Engine Simulation - Crearea unui model de simulare

Scop

Crearea, parametrizarea și simularea unui model de motor cu ardere internă.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Formarea abilităților de utilizare a unor metode moderne de investigare a proceselor funcționale ale motoarelor cu ardere internă.
- Însușirea de competențe de bază în utilizarea programelor software de modelare și simulare comparativă.

Prezentarea lucrării

Lucrarea urmărește stabilirea unor cunoștințe de bază de modelare și simulare, respectiv familiarizarea utilizatorului cu programul de simulare Lotus Engine Simulation prin dezvoltarea și parametrizarea unui model virtual al unui motor cu ardere internă. Pentru a menține atenția asupra modului de lucru și a posibilităților oferite de program, în cadrul acestei lucrări se va lucra preponderent cu valori implicite.

Desfășurarea lucrării

Într-o primă etapă se vor introduce în interfața de lucru toate elementele sistemului care urmează a fi simulat. Apoi, se vor analiza posibilitățile de lucru oferite de programul de simulare, se definesc condițiile de simulare, iar la final se efectuează calculul (simularea). După finalizarea simulării se parcurg pașii necesari accesării și vizualizării datelor.

3.1. Modelul final de simulare

Modelul care se va obține în urma parcurgerii pașilor din acest capitol este prezentat în figura 3.1.



Fig. 3.1 Crearea unui model de simulare - Modelul final

3.2. Modelare și simulare

3.2.1. Partea motorului selectată pentru simulare

Modelarea reprezintă dezvoltarea și utilizarea unei combinații corespunzătoare de ipoteze și ecuații care să permită analiza caracteristicilor proceselor. Modelarea mai poate fi definită ca simplificarea orientată a realității prin abstractizare. Este important de reținut faptul că modelarea se bazează pe analiza unui sistem existent.

În schimb prin **simulare** se înțelege predicția comportamentului unor sisteme similare, iar acest lucru necesită un model validat cu date experimentale.

Într-o primă etapă, pentru simplitate, simularea se va reduce doar la partea marcată în figura 3.2 (deși nu este reprezentat aici, volumul cilindrului variază; limita de deasupra pistonului



Fig. 3.2 Crearea unui model de simulare – Partea motorului selectată pentru simulare (adaptare după [24])

coboară odată cu acesta până la PMI). Celelalte componente, inclusiv numărul de cilindri ai motorului se neglijează. Se menționează faptul că, pentru o simulare de precizie este necesară modelarea întregului sistem, deoarece apar o serie de fenomene, care nu pot fi surprinse de modelul prezentat aici.

Pentru o mai bună înțelegere a limitelor sistemului și a modului în care acestea se modifică în funcție de momentul din ciclul motor, în figura 3.3 sunt prezentate două situații distincte: limitele sistemului pentru cazul în care doar supele de admisie (sau de evacuare) sunt deschise, respectiv limitele sistemului pentru cazul

în care toate supapele sunt închise. Se poate constata că, în prima situație (supape deschise) este vorba despre un sistem deschis (sistem care permite schimbul de materie), în timp ce, în cea de a doua situație sistemul poate fi simplificat și tratat ca un sistem închis (dacă se neglijează și scăpările de gaze din cilindru printre piston, segmenți și cilindru).



Fig. 3.3 Limitele sistemului pentru cazul în care o supapă este deschisă (stânga), respectiv pentru situația în care toate supapele sunt închise (dreapta) (adaptare după [24])

3.2.2. Corespondența sistem virtual – sistem real

Pentru o mai bună înțelegere a conexiunii dintre sistemul virtual și sistemul real, în figurile 3.4, 3.5 și 3.6 este indicată corespondența dintre elementele sistemului virtual și respectiv elementele unui motorul real.



Fig. 3.4 Corespondența sistem virtual - sistem real – Limitele (adaptare după [24])

Așa cum se va putea observa ulterior, în programul de simulare canalele de admisie/evacuare nu sunt modelate ca parte a elementului de tip port (care reprezintă doar orificiul de admisie/evacuare), ci separat, ca și elemente de tip conductă. Se menționează faptul că, în general, în literatura internațională port se referă la ansamblul orificiu admisie/evacuare canal de admisie/evacuare.



Fig. 3.5 Corespondența sistem virtual - sistem real – Porturile de admisie și de evacuare (adaptare după [24])

În continuare sunt prezentați pașii necesari dezvoltării unui model de simulare având majoritatea valorilor implicite. S-a optat pentru utilizarea, cu precădere, a valorilor implicite, deoarece, în această etapă este importantă familiarizarea utilizatorului cu interfața de lucru și cu toate comenzile de bază necesare pentru crearea modelului, simularea acestuia conform cazurilor de testare definite și nu în ultimul rând vizualizarea datelor.



Fig. 3.6 Corespondența sistem virtual - sistem real – Cilindrul (adaptare după [24])

3.2.3. Elementele modelului de simulare

Sistemul de alimentare este definit prin intermediul componentei FUEL (fig. 3.7), componentă care este introdusă automat în model. Aceasta permite definirea tipului de sistem de alimentare (Fuel system), respectiv a tipului de combustibil (Fuel type). Această componentă nu trebuie conectată la celelalte componente ale modelului. În funcție de tipul de combustibil ales, culoarea elementului se va modifica pentru a indica utilizatorului acest lucru: verde pentru benzină (Gasoline), gri pentru motorină (Diesel), albastru pentru metan (Methane), galben pentru metanol (Methanol), portocaliu pentru combustibili definiți de utilizator (User Defined).

Pas 1 – Alimentarea cu combustibil





Tipurile de sisteme de alimentare suportate sunt: carburator - **carburettor** (MAS), injecție în poarta supapei - **port injection** (MAS), injecție directă - **direct injection** (MAS/MAC) și injecție indirectă - **indirect injection** (MAC cameră de ardere divizată).

Definirea tipului de sistem de alimentare se face în secțiunea Fuel System (fig. 3.8). În cazul sistemului de injecție indirectă monopunct (single injection) point injectorul este poziționat înainte de clapeta obturatoare (throttle valve), similar cu carburatorul (carburator), motiv pentru care aceste motoare ar putea fi tratate ca motoare cu carburator.



Fig. 3.8 Crearea unui model de simulare - Sistem de alimentare și combustibil – Tipul de sistem de alimentare

Asa cum s-a precizat anterior, tipurile de combustibil disponibile sunt: benzină (gasoline), motorină (diesel), metan (methane) și metanol (methanol). În cazul în care utilizatorul dorește, poate defini propriul combustibil (user defined). În acest scop trebuie specificate: puterea calorică inferioară (calorific value), densitatea relativă (**density**), raportul hidrogen/carbon (H/C ratio fuel), raportul oxigen/carbon (O/C ratio fuel), masa molară (molar mass), respectiv factorul care tine cont de efectele funcționării cu amestec bogat, disociere si amestecare insuficientă (maldistribution factor).

Definirea tipului de combustibil se face în secțiunea **Fuel Type** (fig. 3.9).



Fig. 3.9 Crearea unui model de simulare - Sistem de alimentare și combustibil – Tipul de combustibil

Pas 2 – Vizualizare erori conexiune

Înainte de a începe construcția modelului, pentru a evita situațiile în care anumite componente rămân neconectate, se recomandă activarea opțiunii Show Connectivity Errors (vizualizare erori conexiune), care avertizează utilizatorul prin marcarea elementelor care nu au definite toate conexiunile necesare cu roșu. Acest lucru se face din bara de meniu, selectând View → Show Connectivity Errors. Un exemplu de funcționare a acestei opțiuni este prezentat în figura 3.10.



Fig. 3.10 Crearea unui model de simulare - Modul de activare a opțiunii Vizualizare erori conexiune

Pas 3 – Cilindrul

După definirea sistemului de alimentare și a tipului de combustibil se adaugă elementele necesare, în cazul de față cilindrul (**cylinder**) (fig. 3.11). Acest element permite definirea:

parametrilor geometrici alezaj (bore),
 cursă (stroke), lungimea bielei (con-rod
 Length), excentricitatea bolțului
 pistonului (piston pin Off-Set), raportul
 de comprimare (compression ratio);

 parametrilor procesului de ardere: modelul de ardere (combustion model), transferul termic pe durata schimbului de gaze (open cycle HT), respectiv atunci când supapele sunt închise (closed cycle HT), suprafețele de schimb de căldură (surface areas) și temperatura acestora (surface temperatures), modelul de baleiaj (scavenge -cylinder);



- tipului de mișcare al mecanismului motor (motion type).



Fig. 3.11 Crearea unui model de simulare - Cilindru

Pas 4 – Supapa de admisie

În continuare se adaugă elementele admisiei. În acest caz supapa de admisie (**intake valve**) (fig. 3.12). Acest element permite definirea momentelor de deschidere (**valve open**), respectiv închidere (**valve close**) a supapelor, poziția punctului de ridicare maximă al camei (**dwell at max**), înălțimea maximă de ridicare (**max lift**) și modul de definire a curbei de ridicare (**lift option**) alături de valorile efective (**lift option data**).



Fig. 3.12 Crearea unui model de simulare – Supapa de admisie

Pas 5 – Orificiul de admisie

După supapa de admisie se adaugă elementul orificiu de admisie (**intake port**) (fig. 3. 13) care va furniza informații cu privire la numărul de supape de admisie (**no. of valves**) (în cazul în care acestea nu sunt modelate individual), respectiv diametrul orificiului oferit de acestea (**valve throat diameter**).

Suplimentar pentru calculul secțiunii efective de curgere prin orificiul (**effective flow area**) oferit este necesară specificarea variației coeficientului de curgere (**flow coefficient**) în funcție de cursa supapei (vezi capitpolul 2.9). Acest lucru se poate face alegând una dintre soluțiile implicite de orificiu (**port type**) sau



Fig. 3.13 Crearea unui model de simulare – Orificiul de admisie

specificând direct perechile de valori L/D ratio (lift/diameter ratio, raportul cursa/alezaj) - flow coefficient (coeficient de curgere).

Pas 6 – Canalul de admisie

Deoarece elementul **Intake port** (orificiul de admisie) nu include și canalul de curgere prin chiulasă, se introduce un element de tip **Pipe** (conductă) (fig. 3.14) pentru a surprinde curgerea fluidului motor proaspăt. Atunci când se introduce conducta sensul săgeții de pe conductă trebuie să corespunsă cu sensul de curgere al fluidului (fluidul motor proaspăt). Totodată este important să se aibă în vedere și sensul săgeților celorlalte componente.

Se precizează faptul că programul permite efectuarea calculului și în situația în care sensul de curgere este invers, însă valorile obținute pentru elementul respectiv vor fi cu semnul minus.



Fig. 3.14 Crearea unui model de simulare – Canal de admisie

Pas 7 – Limita pe admisie

În final, pe partea de admisie sistemul este delimitat de un element de tip Inlet (limită pe admisie) (fig. 3.15). Acest definește element extremitatea sistemului de admisie. Utilizatorul poate specifica variația presiunii şi temperaturii cu turația în rubrica date limită sistem (boundary data). Totodată se poate specifica tipul de limită (**boundary type**):

- Fixed pressure presiune constantă definită de utilizator;
- White noise zgomot alb definit de utilizator.



Fig. 3.15 Crearea unui model de simulare - Limita sistemului pe partea de admisie

Pas 8 – Supapa de evacuare

În continuare se adaugă elementele evacuării. Similar cu partea de admisie, primul element adăugat este supapa de evacuare (**exhaust valve**) (fig. 3.16). Acest element se va defini analog cu supapa de admisie (**intake valve**). În acest scop se vor specifica fazele distribuției (**valve timing**) și curba de ridicare a supapei (**vlave lift**).

Se pot constata următoarele:

- Supapele de evacuare se deschid cu 38°RAC (°CA) avans față de PMI (BDC) și se închide cu 38°RAC (°CA) față de PMS (TDC);
- Înălțimea maximă de ridicare este 8 mm;
- Legea de ridicare este definită printr-o funcție polinomială.





Pas 9 – Orificiul de evacuare

La fel ca în cazul admisiei, după supapa de evacuare se adaugă elementul **Exhaust port** (orificiu de evacuare) (fig. 3.17) care va furniza informații cu privire la numărul de supape de evacuare (**number of valves**) (în cazul în care acestea nu sunt modelate individual), respectiv diametrul orificiului oferit de acestea (**valve throttle diameter**).



Fig. 3.17 Crearea unui model de simulare – Orificiul de evacuare
Pas 10 – Canalul de evacuare

După supapa de evacuare se introduce un element de tip **Pipe** (conductă) care reprezintă canalul de curgere pentru gazele de evacuare (**exhaust gases**) practicat în chiulasă (**cylinder head**). Și în acest caz trebuie acordată atenție sensului săgeții de pe conductă, care trebuie să corespundă cu sensul de curgere al fluidului (gazele de evacuare) (fig. 3.18) (v. Pas canal admisie).

Totodată este important să se aibă în vedere și sensul săgeților celorlalte componente.

Se precizează faptul că programul permite efectuarea calculului și în situația în care sensul de curgere este invers, însă valorile obținute pentru elementul respectiv vor fi cu semnul minus.



Fig. 3.18 Crearea unui model de simulare – Canal de evacuare

Pas 11 – Limita pe evacuare

În final, pe partea de evacuare sistemul este delimitat de un element de tip **Exit**, (limită pe evacuare) reprezentând extremitățile sistemului de evacuare. Și în acest caz se poate specifica variația presiunii cu turația categoria date limită sistem (**boundary data**).

Totodată se poate specifica inițializarea temperaturii la ieșire (**exit temp initialisation**), care poare fi **Use CYL 1 at EVO** (utilizarea cilindrului 1 la DSE) sau **User Defined** (definit de utilizator).



Fig. 3.19 Crearea unui model de simulare - Limita sistemului pe partea de evacuare

Pas 12 – Denumirea componentelor

Pentru o identificare mai ușoară se pot adăuga etichete (Label) elementelor modelului. În figura 3.20 se pot observa denumirile sugerate. Vizibilitatea etichetelor modificate poate fi activată din View → Visibilities → Full Label Visibility (se afișează denumirea introdusă în rubrica label). Alternativ, se poate opta pentru denumirile implicite, respectiv Abbreviated Label Visibility (fig. 3.21), care reprezintă doar o abreviere a denumirii în limba engleză:

Denumire ro (en)	Abreviere
Limită admisie (Inlet)	INL
Canal admisie → element de tip conductă (Pipe)	PIP
Orificiu admisie → denumite pentru simplitate <i>Port adm</i> (Port)	PORT
Supapă admisie (Valve)	PVAL
Cilindru (Cylinder)	CYL







Fig. 3.21 Crearea unui model de simulare - Activarea Abbreviated Label Visibility

Pas 13 – Lista de elemente

Pentru a selecta un element, se poate face click pe acesta sau se poate selecta din lista completă de elemente (Fig. 3.22). Acest lucru este deosebit de util atunci când există elemente care se suprapun sau există un număr mare de elemente poziționate foarte aproape.

Pentru verificare, în continuare se specifică numărul de elemente de fiecare tip:

Denu	umire	Număr
ro	en*	elemente
Cilindru	Cylinder	1
Conductă	Pipe	2
Supapă admisie	Poppet Valve (inlet)	1
Supapă evacuare	Poppet Valve (exhaust)	1
Orificiu admisie	Port (inlet)	1
Orificiu evacuare	Port (exhaust)	1
Limită admisie	Inlet	1
Limită evacuare	Exit	1



*Denumirile în limba engleză reprezintă denumirea tipului de element din Lotus Engine Simulation utilizat pentru a reprezenta componenta și nu sunt întotdeauna o traducere corectă.

3.2.4. Definirea elementelor modelului de simulare

După ce toate elementele au fost introduse în model, se procedează la definirea acestora. În funcție de tipul de element, sunt necesare date precum: dimensiunile (diametru, lungime, volum etc.), temperatura, presiunea, masa, avansul/întârzierea etc. În continuare sunt prezentate componentele și datele aferente. Se menționează faptul că pentru majoritatea componentelor s-au păstrat valorile implicite pentru a menține atenția utilizatorului asupra modului general de lucru.

Pas 1 – Cilindrul – Date generale 1

Pentru elementul de tip cilindru (cylinder) se definesc date precum cursa (**stroke**), alezajul (**bore**), lungimea bielei (con-rod lenght), raportul de comprimare (compression ratio). ordinea de aprindere (phase) în cazul motoarelor policilindrice, procesul de ardere etc. În scopul unei identificări mai ușoare a corespondenței dintre datele introduse în model și motorul real, în figura 3.23 s-a introdus o secțiune printr-un motor cu marcajele corespunzătoare. Pentru a ușura întelegerea, toți termenii sunt traduși în și în capitolul DICȚIONAR.



Fig. 3.23 Crearea unui model de simulare – Cilindru – Date generale 1 (adaptare după [10])

Pas 2 – Cilindrul – Date generale 2

În figura 3.24 este prezentată cea de a doua parte a datelor care pot fi introduse pentru elementul cilindru (cylinder). Această parte a meniului permite activarea de conexiuni (harness) sau definirea maselor în mișcare (piston mass), respectiv a mișcării (motion type).



Fig. 3.24 Crearea unui model de simulare – Cilindru – Date generale 2

Pas 3 – Cilindrul – Modelul de ardere

Suplimentar, pentru elementul cilindru se pot defini datele care vizează procesul de ardere. În figura 3.25 sunt prezentate datele implicite pentru modelul **Single Wiebe**, respectiv reprezentarea grafică a vitezei de ardere (**burn rate**) și caracteristicii de degajare a căldurii (**mass fraction**).

Pentru o mai bună înțelegere a acestui model Wiebe, în capitolul **Theory** s-a tratat în detaliu modelul matematic.



Fig. 3.25 Crearea unui model de simulare – Cilindru – Model de ardere

Pas 4 — Cilindrul — Suprafețe de schimb de căldură

Pentru calculul pierderilor de căldură peretii camerei de ardere, prin elementul Cylinder (cilindru) necesită informatii privind aria (**area**) si (temperature) temperatura suprafețelor chiulasei (cylinder head), pistonului (piston) cilindrului si (Component surface area data). Totodată se pot defini materialele din care sunt realizate acestea, grosimea pereților (wall thickness), temperatura lichidului de răcire (coolant temperature) etc.

Definirea modelului de ardere se face accesând **Combustion Model** (model de ardere), pentru ca apoi la categoria **Type** să se aleagă **Single Wiebe**.





Pentru a defini suprafața de schimb de căldură (chiulasă – cylinder head, piston – piston, cilindru la PMS – exposed linear at TDC) se accesează secțiunea Surface Areas (figura 3.26). În ceea ce privește temperatura acestor suprafețe, definirea se face accesând Component Surface Temperature (date privind temperatura suprafețelor componentelor). Data unde se poate selecta una din opțiunile:

- Define Material and Coolant Properties (definire material și proprietăți ale lichidului de răcire);
- Define Overall Thermal resistance and Coolant Temperature (definire rezistență termică generală și temperatura lichidului de răcire);
- Define Inner Wall Temperature for Components (definire temperatură interioară a componentelor)

Pas 5 – Cilindrul – Modelul de transfer termic

Suplimentar față de datele care vizează componentele camerei de ardere (combustion chamber), trebuie definit și modelul de transfer termic (heat transfer model), care permite calculul coeficientului de transfer termic (heat transfer coefficient). După cum se poate observa în figura 3.27, modelul aplicat pe durata proceselor de schimbare a gazelor (open cycle heat transfer model) diferă de modelul aplicat atunci când supapele sunt închise (closed cycle heat transfer model). Mai multe detalii privind aceste metode se pot găsi în capitolul Theory.



Fig. 3.27 Crearea unui model de simulare – Cilindru – Modelul de transfer termic

Pas 6 – Cilindrul – Vizualizare date

Din elementul **Cylinder** (cilindru) programul oferă posibilitatea de a vizualiza curbele desfășurate de ridicare a supapelor (**cylinder phase / valve event display**), respectiv modul de corelare a mișcării pistonului cu ridicarea supapelor (**cylinder motion / valve lift display**) (fig. 3.28).

În cazul Cylinder Motion/Valve Lift Display, în partea din stânga jos se poate observa diagrama fazelor pe care sunt marcate momentele de deschidere/închidere a supapelor de admisie DSA/ÎSA (intake valve opening IVO / intake valve closing IVC) și evacuare DSE/ÎSE (exhaust valve opening EVO / exhaust valve closing EVC) alături de poziția punctului de



ridicare maximă (maximum opening point, MOP). Suplimentar se poate porni o animație (-1 || +1)pentru a observa mișcarea pistonului respectiv supapei.



Fig. 3.29 Crearea unui model de simulare – Supapa de admisie – Date generale

- momentul de închidere a supapei de admisie ÎSA (intake valve closing – IVC) – definit ca avans (valori pozitive) sau întârziere (valori negative) fată de punctul mort de referință (PMI/BDC);

- înălțimea maximă de ridicare (maximum lift);

sau întârziere (valori negative) fată de punctul mort de referință (PMS/TDC);

- modul de determinare a curbei de ridicare – alegând una din opțiunile Fast Lift Polynomial Lift (curbă cu ridicare rapidă), Slow Lift Polynomial Lift (curbă cu ridicare lentă). În funcție de valorile utilizate pentru Valve Open (deschidere supapă), Valve Close (închidere supapă) și Max Lift (înălțime maximă de ridicare) se generează de către program curba de ridicare (fig. 3.29).



Fig. 3.30 Crearea unui model de simulare – Supapa de evacuare – Date generale



Fig. 3.31 Crearea unui model de simulare – Supapa de admisie/evacuare – Diagrama fazelor distribuției

Pas 10 – Supapele - Diagrama fazelor distribuției desfășurată

Alternativ, datele pot fi vizualizate și prin intermediul diagramei desfășurate a fazelor (**Valve event display**) (fig. 3.32).

Astfel se poate observa mai bine poziționarea curbelor de ridicare a supapelor în ciclul motor. În figură se observă curba de ridicare a supapei de evacuare pentru ciclul care tocmai se încheie și curba de ridicare a supapei de admisie pentru ciclul curent.



Fig. 3.32 Crearea unui model de simulare – Supapa de admisie/evacuare – Diagrama fazelor distribuției desfășurată

6

Pas 11 – Orificiul de admisie

Suplimentar față de numărul de supape (number of valves) si diametrul orificiului oferit de supapă (valve throat diameter), pentru elementul de tip port (orificiu de admisie) se mai poate defini de curgere coeficientul (flow **coefficient**) în funcție de raportul dintre înălțimea de ridicare (valve lift) și diametrul orificiului oferit de supapă (valve throat diameter) (fig. 3.33), notat L/D.

Acest lucru se face selectând una din opțiunile User Curve sau User Map din secțiunea Port Type (tip orificiu de admisie). Apoi, se accesează Port Data (date legate de orificiu de admisie) unde pot observa tabelar valorile se coeficientului de curgere (flow



🖸 🚠 曲 よ よ よ ま 🎟 🕼 🗇 🖓 🔍 🔍 🖬 🛅 🕷



coefficient) în funcție de raportul cursa/diametru (L/D). Aceste date se pot observa și în cazul tipurilor implicite de orificii (default port).

Pas 12 – Orificiul de evacuare

Analog orificiului oferit de supapa de admisie, pentru elementul de tip **Port** de pe evacuare se poate defini coeficientul de curgere (**flow coefficient**) (fig. 3.34).

In acest caz se pot observa valorile pentru tipul de orificiu **Default Good Port** (orificiu optimizat).



Fig. 3.34 Crearea unui model de simulare – Orificiu de evacuare – Date generale

generale 1



Fig. 3.35 Crearea unui model de simulare – Canal de admisie – Date generale 1



Fig. 3.36 Crearea unui model de simulare – Canal de admisie – Date generale 2



Fig. 3.37 Crearea unui model de simulare – Canal de admisie – Vizualizare date



Fig. 3.38 Crearea unui model de simulare – Canal de evacuare – Date generale 1



Fig. 3.39 Crearea unui model de simulare – Canal de evacuare – Date generale 2

Pas 18 – Canalul de evacuare – Vizualizare date

La fel ca în cazul canalului de admisie, se pot vizualiza datele introduse atât sub formă tabelară cât și ca imagine (secțiune sau izometrică) în care este evidențiată discretizarea și, dacă este cazul, variațiile de secțiune. Și în acest caz conducta prezintă o secțiune constantă (fig. 3.40).



Fig. 3.40 Crearea unui model de simulare – Canal de evacuare – Vizualizare date

3.2.5. Definirea și modificarea condițiilor de simulare

După crearea modelului și definirea tuturor elementelor componente este necesară definirea condițiilor de simulare (**Test Conditions**). În continuare se prezintă pașii de urmat pentru definirea acestora.

Pas 1 – Steady State Test Data Wizard

În cazul de față se va opta pentru o definire rapidă a condițiilor de simulare cu ajutorul utilizatorului Steady State Create Wizard, care accesează din bara de meniu Data →Test Conditions → Steady State Create Wizard (fig. 3.41).



Fig. 3.41 Crearea unui model de simulare – Accesare Steady State Create Wizard

10

Pas 2 – Generare cazuri de testare

După accesarea Steady State Create Wizard se deschide o fereastră de lucru și o fereastră de informare în care sunt prezentate următoarele aspecte (fig. 3.42):

- utilitarul Steady State Create permite definirea Wizard condițiilor de testare (test conditions) necesare pentru analiză;
- în acest scop se utilizează, în cea mai mare parte, valorile implicite pentru ardere (combustion), alimentare cu combustibil (fuelling), condiții la limită (boundary conditions), frecare (friction), afisare date

	Stea	idy Sta	te Test	Data W	fizard							×	👤 St	eady St	ate Tes	t Data \	Nizard							×	🔉 Stead	y State	Test Dat	ta Wiza	rd			
Te	t_Sta	andard	Is										Test_	standa	rds										Test_Star	ndards						
		Select (• By	Definitio	in Type Tests		⊂ву	Speed Ir	ncreme	nt					Selec	t Definit By No. o	ion Type f Tests		⊂ву	Speed	ncreme	nt				S	elect De ● By N	finition T o. of Tes	ype — ts	€Ву	Speed Incremen	ıt	
	L				No	o. of Te:	sts: 6	0.0000						_				No. of Te	sts: 6	0.0000					L				No. of Te	sts: 6		
	St	eady 9	state Tr	st Data	Min Sc Wizard	peed ind	mtiiuuu	1.0000			>	7					Min. S	Speed (rp	xm); 100	0.0000								M	n. Speed (rp	m); 1000.0000		
		coury :	turce ite	JE D'ata	112010												Max. S	Speed (rp	m): [600	0.0000						_		Ma	x. Speed (rp	om): [6000.0000		
		a	Thi	Wizard	will cre	eate the	e require	ed ana	lysis test	t condit	ions					Spe	eed Incr	ement (rp	om); [100	0.0000			_			Ар	ply					×
		U	/ dat	ies mos	tly defai	ult opti	ions for	Comb	ustion, F	Fuelling	L				Am	Dient Air	Pressu	re (bar ab	(0) 20	100			_									-
			Bou	ndary	, Frictio	n, Ploti	ng and	Solutio	on Contr	rol					,	ambient	Artem	perature	(C)[20.1	1000			_					Test Da	ta Succesfu	ully Created		- 6
			Any	existing	steady	state t	test data	a will b	e lost ! (Set						inlet	let Term	re (Dar ab	IC) 201	1000			_					This da 'Dat	ita can be v a/Test Con	riewed/edited vi ditions/Edit Tes	ia; t Data' or	
			to r	erpolate se exist	ing dat	a).										ir Euð	Pressure	perature	(c) 20.0	100			_					'Dat	a/Test Con	ditions/Test Dat	ta Summary	e –
			Ent	er requi	red valu	ies and	select '	Apply	to defin	ne Test F	ata					Exa	Fasiu	le (Dar au	ation 1.00	500			_									
			Lin	requi	cu valu	ics arro	Jerece	APPIJ I	to define	e rest b	Jucu					Space	E quiva	idence na	ka) [1.0	100			-								OK	
	E									-	ж	1		Ontio	ne	opeci	ne main	iaiy (rgr	rgirlo.o.						- 0	ptions						
	١.,.	1 In	erpolar	a E xisting		_	_	_				i –			nterpola	te Existir	ng								1	Inter	olate Ex	isting				
	L												=				~															
																	,															
			_	Apply				_	Cance	1		۵				Apply					Cancel		\$				Ap	ply		_	Cancel	
- 1				.*	÷.	1	8	÷	+	3	+	3	+	2	4	8	*	+	÷.	8	$\mathcal{C}^{(i)}$	5	+		+	3	1	2	+			
		÷.																	4	÷	+	÷	+			4	+	4				
-		*	÷	4	÷	+	÷		÷.	1.0	1.41	100			-														- T			
*		• •	÷	+	Ť	÷	÷		Ŧ	1	1	+	÷.	ार,	+	π																

Fig. 3.42 Crearea unui model de simulare – Generare cazuri de testare

(ploting) și controlul soluției (solution control);

- pentru a utiliza datele existente selectați opțiunea Interpolate Existing (interpolează existent), în caz contrar, datele vor fi suprascrise;
- după introducerea datelor se apasă **Apply** pentru a genera setul de condiții de testare.

După parcurgerea acestor informații se va face click pe **OK**. Apoi utilizatorul poate să aleagă cum se vor genera cazurile:

- **By Number (No.) of Tests** în funcție de numărul de cazuri între două valori limită de turație sau
- **By Speed Increment** în funcție de un increment de turație.

Datele care trebuie specificate de către utilizator pentru generarea de către program a cazurilor de testare sunt:

Den	umire	ЦM
ro	en	0.00.
Numărul de teste	Number of Tests	-
Turația minimă	Minimum Speed	min ⁻¹
Turația maximă	Maximum Speed	min ⁻¹
Incrementul de turație	Speed Increment	min ⁻¹
Presiunea ambientală (absolută)	Ambient Air Pressure (absolute)	bar
Temperatura ambientală	Ambient Air Temperature	°C
Presiunea la limita de admisie (absolută)	Inlet Pressure (absolute)	bar
Temperatura de admisie	Inlet Temperature	°C
Presiunea la limita de evacuare (absolută)) Exit Pressure (absolute)	bar
Raportul de echivalență	Equivalence Ratio	-
Umiditatea specifică	Specific Humidity	kg/kg

După introducerea tuturor datelor și apăsarea tastei **Apply** va apărea o nouă fereastră de informare, în care este specificat dacă testele au fost create cu succes (test data succesfully created) și cum pot fi accesate pentru vizualizare și/sau modificări (Data →Test Conditions → Steady State Test Data Summary).

Cazurile de testare (testele) create au rolul de a reproduce condițiile reale (măsurate în laborator) de testare/încercare a unui motor cu ardere internă. Spre exemplu presiunea și temperatura ambientală (**ambiental pressure and temperature**) specificate în programul de simulare reprezintă presiunea și temperatura ambientală măsurate în laborator în timpul testării motorului. Analog, **Inlet pressure/temperature** (presiunea/temperatura la admisie) reprezintă valorile presiunii și temperaturii măsurate cu ajutorul unui senzorilor montați pe motorul cu ardere internă pe traseul de admisie (dacă locația corespunde cu limita sistemului creat).

Pas 3 – Vizualizarea condițiilor de testare

Așa cum s-a menționat anterior, pentru vizualizarea datelor de testare se accesează **Steady State Test Data Summary** (?). În figura 3.43 sunt prezentate, pentru exemplificare, datele din două categorii:

- Test Points (puncte/cazuri de testare): se pot observa toate cazurile de testare (test points) și turația (speed), dacă se va calcula (on) sau nu (off) cazul respectiv (solve), denumirea cazului (label) și tipul de caz (case type);
- Boundary Conditions (condiții la limită): în această categorie sunt evidențiate valorile pentru fiecare

est pint	Speed (rpm)	Solve	Label		Case Type	Load Finder U	nits Load Finder Value	Control	Group	Control Variable	Upper	Bound Lower	Bound	No of Cycles(1	1) No of Cyc	cles(2)
1 1	1000	On	Load Case 1.(Created	Builder Def			<u> </u>								
2 2	2000	On	hu Test Wizard) Created	Builder Def											
	2000	0	hu Test Wizard] Created	Duilder Def											
, ,	0000	Un	hu Test Wizard		Builder Der.											
4	4000	Un	Load Lase 4 - (hu Test Wizard	Lifeated	Builder Det.											
5	5000	On	Load Case 5 - (Created	Builder Def.											
C)	5000	On	Load Case 6 - (Created	Builder Def.											
0			hu Test Wizard													
•			hu Test Wizard	1												
eadv	v State Test Data	- Summary	hv Test Wizard												- 0	
ceady	y State Test Data Heat - Phase He	- Summary at - Period) Hea	hu Test Wizard	uelling <mark>i</mark> Boundar	Conditions Fricti	on) Solution) Plotting	Actuators								- [3
eady pints	y State Test Data Heat - Phase He Speed (rpm)	- Summary at - Period) Hea Hun	bu Test Wizard	uelling <mark>i Boundar</mark> Specific Humidity (kg/kg)	Conditions Relative Humidity (0-1)	on Solution Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs)	Actuators Ambient Air Temperature (C)	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-abs)	Inlet Boundary Temperature (C)	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs)	Exit Temp	p Initialisation	— Exit Boundary Temperature (C	
eady pints)	y State Test Data Heat - Phase) He Speed (rpm) 1000	- Summary at - Period) Hea Hun Specific Humi	hu Test Wizard at - Two-Zone Fr nidity Option idity (kg/kg)	uelling Boundar Specific Humidity (kg/kg) 0.00000	Conditions Frieti Humidity (0-1) 0 0.0000000	on Solution Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000	Actuators) Ambient Air Temperature (C) 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-ahs) 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000	Exit Temp Use Cyl 1	p Initialisation	— E Exit Boundary Temperature (C	
teady oints) st nt	y State Test Data Heat - Phase] He Speed (rpm) 1000 2000	- Summary at - Period Her Hun Specific Hum Specific Hum	hu Test Wizard at - Two-Zone Fr nidity Option idity (kg/kg) idity (kg/kg)	Jelling Boundar Specific Humidty (kg/kg) 0.00000	Conditions Relative Humidity (0-1) 0 0.0000000 0 0.0000000	on) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000	Exit Temp Use Cyl 1 Use Cyl 1	p Initialisation	— E Exit Boundary Temperature (C	
teady foints	y State Test Data Heat - Phase] He Speed (rpm) 1000 2000 3000	- Summary at - Period Her Hun Specific Hum Specific Hum Specific Hum	hu Test Wizard at - Two-Zone Fr inidity Option idity (kg/kg) idity (kg/kg)	Jelling Boundar Specific Humidty (kg/kg) 0.00000 0.00000 0.00000	Conditions Fricti Relative Humidity (0-1) 0 0.0000000 0 0.0000000 0 0.0000000	on Solution Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1	p Initialisation at EV0 at EV0 at EV0	Exit Boundary Temperature (C	
teady 'oints) ist ist	y State Test Data Heat - Phase] He Speed (rpm) 1000 2000 3000 4000	- Summary at - Period He Hur Specific Hum Specific Hum Specific Hum Specific Hum	hu Test Wizard at - Two-Zone Fri nidity (kg/kg) idity (kg/kg) idity (kg/kg) idity (kg/kg)	Jelling Boundar Specific Humidty (kg/kg) 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000	Conditions Fricts Humidity (0-1) 0 0.0000000 0 0.0000000 0 0.0000000 0 0.0000000	on) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressue (bar-shs) 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00	Exit No.	Esit Boundary Pressue (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1	p Initialisation at EV0 at EV0 at EV0 at EV0 at EV0	Exit Boundary Temperature (C	
teady 'oints)	y State Test Data Heat - Phase) He Speed (rpm) 1000 2000 3000 4000 5000	- Summary at - Period) He. Hun Specific Hum Specific Hum Specific Hum Specific Hum Specific Hum	hu Test Wizard at - Two-Zone Fri nidity Option idity (kg/kg) idity (kg/kg) idity (kg/kg) idity (kg/kg)	Letting Boundar Specific Humidy (kg/kg) 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000	Conditions Fricts Relative Humidity (0-1) 0 0.0000000 0 0.0000000 0 0.0000000 0 0.0000000 0 0.0000000	on) Solution) Plotting) Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-aha) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1 Use Cyl 1	p Initialisation at EV0 at EV0 at EV0 at EV0 at EV0 at EV0	– Exit Boundary Temperature (C	, c)



caz în parte valorile umidității specifice/relative (specific/relative humidity), presiunea absolută a aerului ambiental (ambient air pressure (absolute)), temperatura aerului ambiental (ambient air temperature), presiunea la limita de pe admisie (inlet boundary pressure (absolute)), temperatura aerului ambiental (inlet boundary temperature), respectiv presiunea la limita pe evacuare (exit boundary pressure (absolute)).

Este foarte important de observat faptul că fiecare coloană are căsuțele marcate cu diferite culori. Semnificația acestora este următoarea:

- alb: se poate modifica valoarea;
- galben: nu se poate modifica valoarea;
- verde: se pot alege opțiuni predefinite.

Pas 4 – Edit Steady State Test Data

Alternativ, pentru modificarea cazurilor de testare create se poate accesa Data → Test Conditions → Edit Steady State Test Data (fig. 3.44).



Fig. 3.44 Crearea unui model de simulare – Accesare Edit Steady State Test Data

testare

(No.);

ceea ce utilizatorul poate găsi în





Steady State Test Data Summary): faza de ardere (heat phase), durata arderii (heat period), alimentarea cu combustibil (fuelling), conditiile la limită (boundary conditions), pierderile prin frecare (friction), soluția (solution), afișarea datelor (ploting).

Este important de observat că, la fiecare categorie există optiunea Copy this Data to all Tests care permite copierea datelor definite pentru cazul actual (specificat la No.), la categoria activă la celelalte cazuri (fig. 3.45). Acest lucru are rolul de a ușura munca utilizatorului atunci când datele care trebuie introduse si pentru celelalte cazuri sunt aceleasi.

Pas 6 – Copierea condițiilor de testare

Similar, copierea datelor specifice unui caz, într-o anumită categorie, poate fi realizată și din **Steady State Test Data Summary** prin click pe numărul cazului și selectarea opțiunii **Copy this Tests Data to all Tests** (copiază aceste date la toate cazurile)(fig. 3.46).

• 2																
	3 3	Ť.	.*	Ť		Number of 1	est Points: 6	■ No. 1	of 6 🕨	1	est On	\$	1	3 (B) 3	Label	Cilindru
	a - a	+		+										+ + +	Bore (mm)	82.0000
						Labe	Load Lase 1 - [Lrea	ted by Test Wizard J			Speed (rpm): 999.9	1999			Stroke (mm)	80.0000
HALL OF THE	4 4	+	+	+									÷.	+ + +	Lyl Swept Volume (I)	0.42248
						Heat - Phase Heat - Pe	iod Fuelling Bounda	ry Conditions Friction Soluti	on Plotting				1		Consod Length (mm)	0.42248
S C	* *	+	+	+										+ + +	Pin Off-Set (mm)	0.00
100HC						Calaa	Ambient Humidburget	an (A) Canadia Ukumishu (kun	A-a) [0.00000	00	Copy this Da	ata to all Tests			Compression Ratio	9.50
HENT:					1	Selec	Ambient Humidity opt	on : (• Specific Humidity (Kg	/kgj [0.00000						Clearance Volume (I)	0.049704
<u> </u>	* *	.+.		.+:				Relative Humidty (0-1)	1) 0.00000	00					+ Phase (ATDC)	0.00
bibi															Combustion Model	
88	1.1	+	2	2			Ambient Air Pressure	bar abs): 1.0000	Ambien	t Air Temperat	ure (C): 20.0000			· · ·	Open Cycle HT	
2						Inlet Bound	rios.			Evit Boundar	ia+-				Closed Cycle HT	
CHIN	<i>π</i>	*	1	T.			Pressure (bar abs)	Temperature (C)	•		Pressure (bar ab			3 (A) A	Surface Areas	
ĒS			+				r ressore (bai abs)	remperature (C)			i iessore (odi do	"]			_ Surface Temperatures	
111						1 1.0	0000	20.000000		1 1.10	0000				Scavenge-Cylinder	
03				1						and a second					ALLOWABLE UPSTREA	M ELEMENTS
			unninar	y												-
Points]H est oint	eat - Phase Speed (rpr) Heat	Period)	y Heat - Humidil	Two-Zo	n Specifik (kg/kg	y Conditions Fric Relative Humidity (0-	tion Solution Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs)	Actuators Ambient Air Temperature (C)	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-ahs)	Inlet Boundary Temperature (C)	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs)	Exit Temp Initialisation	Exit Boundary Temperature (C)
Points H est pint	eat - Phase Speed (rpn 1000	Heat	Period	y Heat - Humidil	Two-Zo y Option	n Fuelling Bounda n Specifi Humidit (kg/kg 1 0.00000	y Conditions) Fric Relative Humidity (0- 0.0000000	tion) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-ahs) 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000	Exit Temp Initialisation	Exit Boundary Temperature (C)
Points H est oint Test	eat - Phase Speed (rpr 1000 Point 1) Heat	Period	y Heat - Humidil	Two-Zo y Option u (ka/ka	n Specifi Humidit 1 0.00000	y Conditions Fric Relative Humidity (0- 00 0.0000000	tion Solution Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-ahs) 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000	Exit Temp Initialisation Use Cyl 1 at EV0 Use Cyl 1 at EV0	Exit Boundary Temperature (C)
Points He est oint Test I	eat - Phase Speed (rpr 1000 Point 1 / this Tett	Heat	Period) Pecific.H	y Heat - Humidit Lumidits ta to A	Two-Zo y Option Llko/ko	Fuelling Bounda n Specifi Humidit (kg/kg 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000	y Conditions) Fric Relative Humidity (0- 00 0.0000000 00 0.0000000	tion) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure Ihar-ahst 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Initialisation Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO	Exit Boundary Temperature (C)
Points He est oint Test Cop Help	sat - Phase Speed (rpr 1000 Point 1 (this Tett on Steady	Heat	Period) I Decific H dary Da Bounda	y Heat - Humidit Lumiditu La to A	Two-Zo y Option . (ka/ka ii) Tests	Fuelling Bounda n Specifi Humidi (kg/kg 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 s 0.00000	y Conditions Fric Relative Humidity (0- 00 0.0000000 00 0.0000000 00 0.0000000 00 0.0000000	tion) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-ahs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Initialisation Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO	Exit Boundary Temperature (C)
Points He est Test Test Help 5	2000 Speed (rpn 1000 Point 1 (this Test 5000	Heat n] S Boun y State	Period) I necific H dary Dat Bounda	y Heat - Humidit Lumidity La to A Iny Con	Two-Zo y Option (ka/ka iii Test ndition y (kg/kg	Fueling Bounda n Specific iiii 0.00000 iiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiiii	y Conditions Fric	tion) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (bar-ahs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Initialisation Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO	Exit Boundary Temperature (C)
Points Ho est init Test Help 5 6	1000 Point 1 v this Tests 5000 6000	Heat n] S Boun y State S S	Period) Pecific H dary Da Bounda pecific H	y Heat - Humidit Lumidity a to A ry Cor Lumidity	Two-Zo y Option (ka/ka Tests ndition (kg/kg	Fueling Bounda n Specific I 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 s 0.00000 J 0.00000 J 0.00000 J 0.00000 J 0.00000	y Conditions Fric	tion) Solution) Plotting Ambient Air Pressure (bar-abs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Actuators Ambient Air Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00	Inlet No. 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	Inlet Boundary Pressure (har-ahs) 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000 1.00000	Inlet Boundary Temperature (C) 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00 20.00	Exit No. 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	Exit Boundary Pressure (bar-abs) 1.10000 1.10000 1.10000 1.10000 1.10000	Exit Temp Initialisation Use Cyl 1 at EVO Use Cyl 1 at EVO	Exit Boundary Temperature (C)

Fig. 3.46 Crearea unui model de simulare –Steady State Test Data Summary – Selectare Copy this tests data to all tests

3.2.6. Verificarea modelului

După ce s-au parcurs toți pașii necesari creării modelului și definirii cazurilor de testare este deosebit de importantă verificarea corectitudinii datelor introduse, respectiv a modelului în ansamblu. În acest scop, programul software Lotus Engine Simulation dispune de un utilitar numit **Data-Checking Wizard**, care poate fi accesat din **Tools** → **Data-check Wizard** sau prin click pe

Pas 1 – Verificare mode

Accesând **Data-Checking Wizard** (fig. 3.47) se deschide o nouă fereastră în care este prezentat rezultatul verificărilor automate (din punct de vedere al calității și cantității) pentru următoarele categorii:

Den	umire
ro	en
Senzori și actuatori	Sensors and Actuators
Rețea	Network Builder
Condiții de testare	Test Conditions
Reflecții	Reflections
Legături	Links
Conexiuni	Connections
Orificii și supape	Ports and Valves
Baleiaj	Scavenging
Ardere și schimb de căldură	Combustion and Heat Transfer
Combustibil și sistem de alimentare	Fuel and Fuels System
Motor de bază	Base Engine



Fig. 3.47 Crearea unui model de simulare – Accesare Data-Checking Wizard

În funcție de rezultatul verificărilor, în dreptul unei categorii pot să apară următoarele simboluri:

\checkmark	Pass	Promovat – valorile (data value) introduse au trecut toate testele de verificare.
?	Warning	Avertisment – mesajele de avertizare apar atunci când o valoare (data value) sau un tip de dată (data type) este incorectă sau nu a fost setată și, în anumite scenarii, este posibil să nu fie utilizată, motiv pentru care acest lucru ar putea fi acceptabil.
		Exemplu: deoarece într-un câmp utilizatorul nu a introdus date, valoarea respectivă este considerată ca fiind nulă.
Ŷ	Comment	Comentariu – comentariile apar atunci când o valoare (data value) este în afara intervalului normal de valori (definit prin valori minime și maxime – doar acolo unde este aplicabil de ex. fig. 3.48.).
	Error	Eroare – în acest caz utilitarul consideră că o valoare (data value) introdusă de către utilizator este greșită, indiferent de scenariul aplicat.
×		Exemplu: neintroducerea unei valori într-un câmp care este obligatoriu, respectiv introducere unei valori greșite, negative sau în afara intervalului de valori.

ATENȚIE! Așa cum s-a menționat anterior, programul software efectuează verificări doar din punct de vedere al calității și cantității, însă <u>utilizatorul este</u> responsabil să se asigure că datele corespund sistemului analizat.

Pas 2 – Citire/Identificare/Corectare erori

În cazul de față s-a identificat un avertisment în categoria **Test Conditions Data**:

- Comment ? Specific humidity value outside normal range. val = 0.0000
- Comentariu ? Valoarea umidității specifice este în afara intervalului normal de valori = 0.0000

Acest lucru semnifică faptul că valoarea umidității specifice a aerului atmosferic (specificată în condițiile la limită – **boundary conditions**) este în afara intervalului normal de valori, respectiv este nulă. În cazul în care se cunosc implicațiile umidități aerului asupra funcționării motorului există



Fig. 3.48 Crearea unui model de simulare – Identificare și remediere erori

posibilitatea de a neglija acest avertisment, procedând mai departe la simularea modelului. Totuși, pentru o evaluare cât mai corectă a performanțelor unui motor în condiții cât mai aproape de cele reale este necesară utilizarea unor date corecte, motiv pentru care se corectează valoarea umidității specifice. În acest scop se accesează Data -> Test Conditions -> Edit Steady State Test Data (fig. 3.48). Apoi, ținând cont de faptul că, uzual, măsurătorile experimentale furnizează valoarea umidității relative se bifează căsuța Relative Humidity și se introduce valoarea 0.3. Pentru a copia această valoare și la celelalte cazuri se face click pe Copy this Data to all Tests.

Pas 3 – Reverificare model

aspectelor După corectarea problematice importantă este realizarea unei reverificări a modelului pentru a ne asigura că problemele semnalate au fost rezolvate și nu au fost introduse alte erori. Se constată că, în cazul de față, toate testele automate de verificare au fost trecute cu succes (fig. 3.49), iar ca urmare este posibilă trecerea la următoarea etapă, respectiv rularea simulării (run simulation) care presupune efectuarea calcului utilizând modelele matematice implementate.



Fig. 3.49 Crearea unui model de simulare – Data-Checking Wizard – Model verificat cu succes

3.2.7. Rularea simulării

Aşa cum s-a menționat anterior, rularea simulării (**run simulation**) presupune efectuarea calcului utilizând modelele matematice implementate. Pentru a porni simularea este necesară definirea locației de salvare a datelor. Suplimentar, se pot defini aspecte care privesc **solver**-ul (partea din program responsabilă cu efectuarea calcului numeric). În acest scop se accesează **Engine Simulation Solver** din **Solve** → **Solver control** sau apăsând .

n 📽 🖬 🗞 👷 🕼 🗁 👾 👔 📾 🔬 🛫 🐖 🖪 🖓 🐔 🛵 🛵 👘 🦻 💦 [Gårder]

Pas 1 – Date generale

Accesând **Engine Simulation Solver** se deschide o nouă fereastră de lucru (fig. 3.50) care permite următoarele:

- Submit Job (creare sarcină de lucru):
 - definire denumire sarcină de lucru (label);
 - selectare date utilizate pentru simulare Currently Held Data (date curente) și Existing Saved Data File (data salvate);
 - definire locație și denumire de salvare pentru fișierele de tip MRS (rezultate sub formă de text) și PRS (rezultate grafice) – pentru simplitate se poate face click pe Use test no. (utilizează

3						The Grandentine Constructions Column				Label	Lindu
20										Bore (mm)	82.0000
8.	+		÷.		18		1			Stoke (nm)	0000.08
						Submit Job Job Status Job Messages Solver Settings				Cyl Swept Volume (I)	0.42248
W.W		<u>_</u>	2	1						Total Swept Volume (I)	0.422.48
m			12	1.0					1	Con-rod Length (mm)	130.00
-						The Next Run Will Use Job No.: 1				Pin OB-Set (mm)	0.00
240				1.00	$(-\pi)^{2}$	Label Model 10. default data	1.0	100	100	Compression Ratio	9.50
E)										Clearance Volume (I)	0.049704
		2				Select either 🕝 Currently Held Data	1.43		+	Phace (ATDC)	0.00
						or 🦳 Existing Saved Data File				Combustion Model	
										Open Cycle HT	
				1.00	240	Evision Data File Name (* cim)		1.2		Closed Cycle HT	
						Example Original Frame (Listing				Surface Areas	
IJ	-	\sim		1.00						Surface Temperatures	
										Scavenge-Cylinder	
CINNOS (- L	imi	ta	adm •		File Name to Save Text Hesults as ("mrs): TEMP mrs File Name to Save Graphical Results as ("prs): TEMP prs Cut	Lim:	ita	ev		
WATCH						🗖 Submit Job in Sequential Batch Mode					
						For Transient Runs, Include Intermediate Cucles in mrs					
		5	۳.			✓ Display Prompt on Completion of Job	1		÷.		
SENSORS &		8 8		1		L.		•	•		
D		×.					16		\mathcal{F}^{-}		

🕑 🍈 査 査 チ チ チ キ キ 谷 口 中 ろ 🔍 💊 🔳 💷 🚸

Fig. 3.50 Crearea unui model de simulare – Engine Simulation Solver – Date generale

numărul cazului de testare): rezultatele vor fi salvate în același dosar (folder) în care este salvat modelul cu o denumire generată automat în funcție de numărul cazului de testare;

o afișare fereastră indicând finalizarea procesului de simulare: **Display Prompt on Completion of Job**.

- Job Status (stare sarcină de lucru);
- Job Messages (mesaje sarcină de lucru);
- Solver Settings (setări solver).

Pas 2 – Setări solver

În categoria Solver Settings (setări solver) se atrage atentia asupra numărului unităților de procesare utilizate (number of CPUs to use): acest lucru permite calculul, în paralel, al mai multor cazuri, ceea ce scurtează durata totală a simulării. Se menționează faptul că valoarea implicită pentru numărul unităților de procesare utilizate (number of CPUs to use) este 1 și că modificarea ei (în intervalul permis) are efect doar acolo unde procesorul calculatorului dispune de mai multe nuclee de calcul.



Fig. 3.51 Crearea unui model de simulare – Engine Simulation Solver – Solver Settings – Selectarea numărului de unități de procesare utilizate


Fig. 3.52 Crearea unui model de simulare – Rulare simulare

Pas 4 – Încărcare rezultate

La finalizarea procesului de simulare, dacă la pasul 1 a fost bifată opțiunea **Display Prompt on Completion of Job** (fig. 3.50) se deschide o nouă fereastră (fig. 3.53) care informează utilizatorul cu privire la acest lucru și permite selectarea pașilor următori. Mai precis, utilizatorul poate alege să încarce rezultatele de tip text (load text results (.mrs) sau load graphics results (.mrs)), respectiv a rezultatelor grafice (load graphics results (.prs)) în utilitarele dedicate (se menționează aceste utilitare nu se deschid automat). În cazul de fată se bifează opțiunile: Load Text Results (.mrs), Load Graphics Results (.mrs)) și Load Graphics Results (.prs), iar apoi se apasă pe butonul Load (încarcă).





3.2.8. Vizualizarea rezultatelor

(fig. 3.54). Mai multe detalii privind

pentru

sau



Fig. 3.54 Crearea unui model de simulare – Accesare si încărcare date

accesarea datelor grafice sunt prezentate în capitolul 4.2.8 la pasul 8.

date

variatie

momentului

ale

puterii

motor

(power),

(torque),





consumului specific efectiv (break specific fuel consumption – BSFC) și presiunii medii efective (break mean effective pressure – BMEP);

Airflow Summary (Inlet) (sumar privind curgerea aerului pentru limita de pe admisie) – contine curbele de variatie ale presiunii la limita de pe admisie (inlet pressure), temperaturii la limita de pe admisie (inlet temperature), presiunii din elementul Plenum (plenum pressure) și eficienței umplerii (volumetric efficiency).

Pas 3 – Rezultate Text

Alternativ, rezultatele pot fi vizualizate sub formă de text prin accesarea Results File Text Viewer (📓). În noua fereastră de lucru (fig. 3.56) sunt expuse informațiile din fișierul text care conține rezultatele simulării, unde apar informații cu privire la fiecare componentă în parte și la nivel de motor, date de intrare, respectiv rezultate. Utilizatorul poate vizualiza datele de performanță (performance data) sub formă tabelară prin click pe View → Go to Concise Summary. Astfel, acesta va fi dus direct la zona din fișierul text unde sunt afișate aceste rezultate.

Results Text File Viewer	
	Label Sistem alm
🗎 Results File Viewer - C:\Users\NICOLAE VLAD BURNETE\Desktop\Proiect PCMAI\0_Indr — 🛛 🛛 🛛	🗎 Results File Viewer - C:\Users\NICOLAE VLAD BURNETE\Desktop\Proiect PCMAI\0_Indr — 🔲 🗙
File Edit View Help	File Edit View Help
INPUT DATA INPUT DATA Investment	COMBUS Ovilinder 0-1009 Soc. Social Summary Soc. Social Social Summary Soc. Social Socia
Cylinder 1 Phase Angle 0.000 deg Bore	1 56220 7 0.0051 2 24750.0 0.0062 CONVERGENCE Cycle No. 6 (Within Limits) Cylinder: 1 Inlet 0.097 % (0.50) Exhaust 0.376 % (0.50) Pice : 1 0.003 % (3.00)
Wiebe Heat Release Curve Default Coefficients Coefficient m 10 000 2.000 Open Cycle Heat Transfer - Annand Default Coefficients Coefficient A Do 0 0.000	Pipe : 2 0.172 % (3.00) Inlet : 1 0.095 % (0.50) Exit : 1 0.412 % (0.50)
Closed Cycle Heat Transfer - Annand Default Coefficients Coefficient A B C 0 120 0.800 0.4290E-08 Cylinder scavenge model Mixing scavenging	Performance Summary Eng Speed [rev/min] B.Power [kW] B.Torque [Nm] BMEP [bar] BSFC [g/kW/hr] V.Eft [%] Converged/Cycles
Valve Number	1000.0 2.50 23.83 7.09 252.13 57.7 Yes (7) 2000.0 6.14 29.34 8.73 248.19 69.9 Yes (6) 3000.0 10.10 32.14 95.6 249.64 7.71 Yes (7) 4000.0 13.93 33.26 9.89 254.28 81.3 Yes (7) 5000.0 19.87 37.94 11.29 257.03 93.8 Yes (7) 6000.0 26.44 42.08 12.52 260.62 105.5 Yes (6)
Lift Diagram given by Polynomial Curve Default Fast Lift Ports 2	Concise Formet Summery
E HAODES	
esuits Text File Viewer	

-

. .

-

Fig. 3.56 Crearea unui model de simulare – Results File Viewer – Selectare Go to Concise Summary

Pas 4 – Rezultate PRS – Accesare date

Suplimentar față de rezultatele text, utilizatorul poate accesa și rezultate grafice prin intermediul To prs Results Viewer (¹) (fig. 3.57). Astfel, interfața de lucru a programului software Lotus Engine Simulation se va modifica, trecând la modul de vizualizare grafică a rezultatelor. În această interfață, în partea stângă se poate observa modelul creat, iar în dreapta, grafice ale presiunii (pressure), temperaturii (temperature), debitului masic (mass flow rate) și vitezei de curgere (velocity) - acestea sunt mărimile implicite (la nevoie, utilizatorul poate modifica mărimile afișate).

Pentru a activa modul de afișare al fenomenelor gazodinamice din figura 3.57 se face click pe ¹ (shaded display visibility).



Fig. 3.57 Crearea unui model de simulare – prs Results Viewer

Pentru afișarea de date în aceste grafice utilizatorul trebuie să selecteze elementul/locația din model pentru care dorește vizualizarea de date. Alegerea unui element sau altul este indicată printr-o lupă (fig. 3.57). Se menționează faptul că elemente diferite necesită scări diferite pentru grafice, motiv pentru care este necesară ajustarea automată a scării (**autoscale all graphs**) (fig. 3.58).

Mai multe detalii privind aceste aspecte sunt prezentate în capitolele următoare!

selectați opțiunea Autoscale all Graphs care permite corectarea automată a

🗈 📾 🖬 🕼 🔮 🤌 🕼 🖄 🍀 🔐 📓 📦 🥑 🔚 👫 🍾 🖍 🕼 🚰 🦻 🕴 Cylinder 1 🖸 🕐 🔍 🚚 🎘 🖬 🖬 🖪 🔛 🛄 🔍 📯 🚸 🎠 🍂 🗞 Pas 5 – Rezultate PRS – Vizualizare date cilindru Press re (bar) 47.00 Pressure (bar) .prs File Status În figura 3.58 sunt puse în evidență .prs File Add... Graph Status... Echo Pick Settings rezultatele pentru elementul cilindru. În 4.99(4.44) Remove Selected Graph -3.00 Remove All Graphs -3.00 graficele din partea dreaptă se pot 2681.0 Temperature (K) Pick Centre Sistem alim Zoom Graph Temperiture (K) observa evoluțiile presiunii (pressure) și Fit Graphs Display Selected Graph temperaturii (temperature) în funcție **Display Pipe Graphic** 489.2(900.0) **Display Cylinder Graphic** Display Compressor Mai de unghiul de rotație al arborelui cotit Display Turbine Mac low Rate (kg/s) Show Valve Event Lines Display for Valve Type (crank angle). Se constată сă Display for Cylinder Cilindru Mass Flow Rate (ka/s) Port adm SA SE Display Graph Mean Values Limita adm informațiile privind debitul masic (mass Autoscale Selected Graph flow rate) si viteza de curgere (velocity) 1 411 6 Auto-Position 2 All Graphs Auto-Position 3 All Graphs Velocity (m/s) lipsesc. Se menționează faptul că în List Line Values. Dynamic Translate 0.0 T T T T T situația prezentată în fig. 3.58 Dynamic Scale Velocity (m/s) Play/Write Soun rezultatele afișate sunt valabile doar a ran ran pentru unul din cazurile de simulare. Pentru vizualizarea corectă, click 0.0 dreapta pe unul din grafice, iar apoi

X Grid: 23 Y Grid: 26 Crank Angle: 100

Fig. 3.58 Crearea unui model de simulare – prs Results Viewer – Selectare Autoscale All Graphs – Vizualizare date cilindru

scării fiecărui grafic în funcție de valoare maximă a mărimii afișate. La nevoie se poate opta pentru ajustarea automată a scării unui singur grafic.

Pas 6 – Rezultate PRS – Vizualizare date curgere

Selectând un element de tip conductă (în cazul de față în apropierea orificiului oferit de supapă) (fig. 3.59) și aplicând Autoscale all Graphs, în graficele din dreapta se vor putea observa evoluțiile presiunii (pressure), temperaturii (temperature), debitului masic (mass flow rate) și vitezei de curgere (velocity) în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit (crank angle). Analiza acestor grafice pune în evidență evoluțiile fenomenelor gazodinamice din conducte, permițând utilizatorului extragă concluzii să pertinente, respectiv să determine/propună soluții de optimizare.



Fig. 3.59 Crearea unui model de simulare – prs Results Viewer – Selectare Autoscale All Graphs – Vizualizare date curgere

🗈 🖻 🖬 🕼 🐠 👷 👍 🖄 🎇 🔐 📓 📦 🥑 🔚 👫 🌳 🖍 🕼 🚰 👂 🗍 Cylinder 1

Pas 7 – Rezultate PRS – Exportare date

În cazul în care se dorește analiza datelor într-un alt program software și/sau prezentarea lor sub o altă formă, programul software Lotus Engine Simulation oferă utilizatorului posibilitatea de a extrage aceste date. În acest scop, se face click dreapta pe graficul cu valorile dorite, iar apoi se selectează List Line Values (afișează valorile curbei) (fig. 3.60). Acest lucru deschide o nouă fereastră de lucru (Line List) în care sunt prezentate tabelar datele extrase.



🖸 🕐 🔍 🚛 🏢 🔤 🔳 🖪 🔛 🔍 🔍 🛠 😣 🔊 📀

Fig. 3.60 Crearea unui model de simulare – prs Results Viewer – Accesare date pentru exportare

Pas 8 – Rezultate PRS – Exportare date

Pentru a salva aceste date sub forma unui fișier text, click pe List → Save Text to File, iar apoi se specifică denumirea fișierului și locația de salvare (fig. 3.61).



Fig. 3.61 Crearea unui model de simulare – prs Results Viewer –List Line Values – Exportare date



Fig. 3.62 Crearea unui model de simulare – Revenire la interfața de lucru

4. Crearea unui model de motor monocilindric

Scop

Crearea, parametrizarea și simularea unui model de motor cu ardere internă monocilindric având conducte de admisie și de evacuare.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Formarea abilităților de utilizare a unor metode moderne de investigare a proceselor funcționale ale motoarelor cu ardere internă.
- Însușirea de competențe de bază în utilizarea programelor software de modelare și simulare comparativă.

Prezentarea lucrării

Lucrarea urmărește stabilirea unor cunoștințe de bază de modelare și simulare, respectiv familiarizarea utilizatorului cu programul de simulare Lotus Engine Simulation prin dezvoltarea și parametrizarea unui model virtual al unui motor cu ardere internă. Pentru a menține atenția asupra modului de lucru și a posibilităților oferite de program, în cadrul acestei lucrări se va lucra atât cu valori implicite, cât și cu valori care trebuie predefinite de utilizator.

Desfășurarea lucrării

După ce au fost adăugate toate elementele necesare modelului, următorul pas este introducerea datelor de intrare necesare pentru fiecare componentă, respectiv pentru modul de desfășurare al procesului de simulare. Modelul final este prezentat schematic în figura 4.1.

4.1. Modelul final de simulare

Modelul care se va obține în urma parcurgerii pașilor din acest capitol este prezentat în figura 4.1.



Fig. 4.1 Crearea unui model de motor monocilindric - Modelul final

4.2. Modelare și simulare

4.2.1. Partea motorului selectată pentru simulare

această etapă modelul este În completat cu părțile marcate cu verde, care reprezintă conducta de admisie (intake runner / pipe), respectiv de evacuare (exhaust pipe) (Fig. 4.2). Acest lucru este necesar pentru a surprinde efectele gazodinamice din conducte (zona marcată cu galben reprezintă partea motorului de la care sa pornit care acoperă doar canalele din chiulasă și cilindrul motorului). În continuare se neglijează celelalte componente, inclusiv numărul de cilindri ai motorului (engine cylinders). Se menționează faptul că, pentru o simulare de precizie este necesară modelarea întregului sistem, deoarece apar o serie de fenomene, care nu pot fi surprinse de modelul prezentat aici.



Fig. 4.2 Crearea unui model de motor monocilindric - Partea motorului selectată pentru simulare (adaptare după [25])

4.2.2. Corespondența sistem virtual – sistem real

Pentru o mai bună înțelegere a conexiunii dintre sistemul virtual si sistemul real, în figurile 4.3, 4.4, 4.5 și 4.6 este indicată corespondența dintre elementele sistemului virtual și elementele motorului real. În figura 4.3 se poate observa faptul că limita de admisie (inlet boundary) corespunde interfeței dintre galeria de admisie (intake manifold) și conducta de admisie (intake runner / pipe). În schimb limita evacuării (exit boundary) corespunde interfeței dintre conducta evacuare (exhaust pipe) și de catalizatorul cu trei căi (three way catalyst).





Fig. 4.4 Corespondența sistem virtual - sistem real – Porturile de admisie și de evacuare (adaptare după [25])



Fig. 4.5 Corespondența sistem virtual - sistem real – Conductele de admisie și de evacuare (adaptare după [25])

În continuare sunt prezentați pașii necesari dezvoltării modelului de simulare cu un singur cilindru și conducte de admisie (**intake runner / pipe**) și de evacuare (**exhaust pipe**). Includerea conductelor de admisie și de evacuare permite surprinderea fenomenelor gazodinamice care apar în timpul proceselor de schimbare a gazelor (**gas exchange process**).



Fig. 4.6 Corespondența sistem virtual - sistem real – Cilindrul (adaptare după [25])

4.2.3. Elementele modelului de simulare





Pas 2 – Conducta de admisie

Pentru adăugarea conductei de admisie (intake runner / pipe) se repoziționează limita de pe admisie (inlet boundary) prin click pe aceasta și relocarea ei conform figurii 4.8. Apoi, din categoria de elemente PIPES se selectează elementul de tip conductă (pipe) și se conectează limita de pe admisie (inlet boundary) cu elementul de tip conductă (pipe) reprezentând canalul de admisie (intake port).



Fig. 4.8 Crearea unui model de motor monocilindric – Conducta de admisie

Pas 3 – Conducta de evacuare

Pentru adăugarea conductei de evacuare (exhaust pipe) se procedează în mod analog cu etapa adăugării conductei de admisie (intake Astfel, runner/pipe). întâi se repoziționează limita de pe evacuare (exit boundary) și apoi se adaugă noua conductă ca element de legătură între canalul de evacuare (exhaust port) și limita de pe evacuare (exit boundary).



Fig. 4.9 Crearea unui model de motor monocilindric – Conducta de evacuare

Pas 4 – Lista de elemente

Înainte de a trece la definirea elementelor se recomandă verificarea listei de elemente pentru a nu exista scăpări. Pentru verificare, în continuare se specifică numărul de elemente de fiecare tip:

Deni	umire	Număr
ro	en*	elemente
Cilindru	Cylinder	1
Conductă	Pipe	4
Supapă (admisie)	Poppet Valve (inlet)	1
Supapă (evacuare)	Poppet Valve (exhaust)	1
Orificiu (admisie)	Port (inlet)	1
Orificiu (evacuare)	Port (exhaust)	1
Limită admisie	Inlet	1
Limită evacuare	Exit	1



*Denumirile în limba engleză reprezintă denumirea tipului de element din Lotus Engine Simulation utilizat pentru a reprezenta componenta și nu sunt întotdeauna o traducere corectă.

4.2.4. Definirea elementelor modelului de simulare



Fig. 4.11 Crearea unui model de motor monocilindric – Cilindru – Date generale 1



Fig. 4.12 Crearea unui model de motor monocilindric – Cilindru – Date generale 2

Pas 3 – Cilindrul – Modelul de ardere

Pentru definirea modelului de ardere se accesează **Combustion Model** (fig. 4.13). Tipul de ardere utilizat pentru acest model va fi **Single Wiebe**, iar parametrii funcției **Wiebe** vor fi setați ca impliciți (**default**). Pentru a vizualiza evoluția curbelor vitezei de ardere (**burn rate**) și caracteristicii de ardere a masei de amestec (**mass fraction burn**) click pe *ic* (fig. 4.13).

Den	umire		Valoare	шм
ro		en	Valoare	0.111.
Combustion Mod	<u>lel</u>			
Тір	Туре		Single V	Viebe
Single Wiebe fun	<u>ction</u>			
Coeficienții	Α		10	-
funcției Wiebe	м		2	-





Pas 4 – Cilindrul – Suprafețe de schimb de căldură

Suprafețele de schimb de căldură se definesc accesând **Surface Areas** (ariile suprafețelor). În fereastra de lucru **Component Surface Area Data** (fig. 4.14) se va alege opțiunea **User Defined Values for Surface Areas** (valori ale ariilor suprafețelor definite de utilizator) și se vor introduce următoarele date:

Denum	Valaara		
ro	en	Valuare	0.111.
Valori definite de utilizator pentru ariile suprafețelor	User Defined Values for Surface Areas	Select aceas opțiu	tați stă ne
<u>User Values</u> Date cilindri	Cylinder Data	Comm	non
Raportul arie suprafață chiulasă / arie transversală cilindru	Head/Bore	1.1	-
Raportul arie suprafață piston / arie transversală cilindru	Piston/Bore	1.05	-
Înălțimea cilindrului expusă la PMS	Exposed Liner	1	mm
Numărul de segmente de calcul pentru cilindru	Number of Liner Segments	20	-





La **Cylinder Data** (date cilindru – permite definirea datelor individual pentru fiecare cilindru sau aceleași date pentru toți cilindrii) se va alege opțiunea **Common** (comun). Pentru temperatura suprafețelor pieselor (**surface temperatures**) se va păstra modul implicit de definire.

•

Pas 5 – Cilindrul – Modelul de transfer termic

După definirea ariilor și temperaturilor suprafețelor de schimb de căldură (heat transfer surface areas and temperatures) se va specifica modelul de schimb de căldură (heat transfer model). În acest scop se accesează Closed Cycle Heat Transfer (schimbul de căldură pentru sistemul închis = toate supapele sunt închise și nu există schimb de masă prin limitele sistemului cilindru), iar apoi se introduc următoarele date:

Den	Denumire						
ro		en	valuare	0.111.			
<u>Heat Transfer M</u>	odel						
Тір	Туре		Annar	nd			
Annand Heat Tro	ansfer N	Aodel -	<u>User</u>				
Cooficiontii	Α		0.2	-			
modelului de	в		0.8				
transfer termic	с		4.29*10 ⁻⁹	-			

Clo	sed (Cycl	e Hea	t Tran	nsfer	Mode	1														×											_
leln																						- 1+		ii.	÷ 3	+ +	÷	÷	÷		Label	Cilindru
icih	10.22	1024	0.2																												Bore (mm)	87.0000
Hea	t Tran	nsfer	Mode	:I																		1	*	3	<i>6</i> 0	5 5	2	2	7		Stroke (mm)	84.0000
			Туре	: An	nand					-								4					+	3	8.13	÷ +	2	*	÷.	+	Cyl Swept Volume (I)	0.49935
																							+	3	3 3	68	\pm	Ŧ	÷	+	Total Swept Volume (I)	0.49935
	Ann	and	Heat 1	rans	fer Mo	del -																		4						+	Con-rod Length (mm)	130.00
				1.541 1.54																											Pin Off-Set (mm)	0.00
	C	Def	ault			Act	1.12)				B :0.1	300			C	:4.290	e-009						14	* 3	+ +	+	+.	*		Compression Halto	11.00
																							14	+	+	+ +	+	+	÷	-	Clearance Volume (I)	0.049935
																							+	+	* *	+	+		+:	+	Phase (ATDC)	_ 10.00
	C	llse	r			ا∙ ∆	0.20	0		_		B · O	800		_	C	.4.29	De-009	_												Combustion Model	
	i											j -								i –		1									Upen Lycle H1	-
																						- *		.+	÷	+ +	+	+	+;	1	Lioted Lycle H1	
																					1			3 1	2 2	t	+		÷:	1.00	Surface Areas	
																								а 	* *	t t	+		*		Surface Temperatures	
			, ,								•				CIL.	alas s					•	•	•	а а 3	• • • •	• •	+		*	*	Surface Areas Surface Temperatures Scavenge-Cylinder ALLOWABLE UPSTREATT EL	EHENTS
Limi	ta a	ı.dm ♦	Con	Juct	a âdı	n		Cd	inaľ	adm	+	Port.	adm	SA	citi	ndru	SE	Port	ev.	Ľa	nal e	+ + + *	•	+ + + + C	onduc	ta e	+ + + •	Lim	ita	ev	Surface Areas Surface Temperatures Scavenge-Cylinder ALLOWABLE UPSTREATI EL ALLOWABLE DOWNSTREATI	
Limi	ta a	ı.dm ●	Cond	Juct	a âdi	n		Cč	ınal	adm	•	Port	adm	SA	citi	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	+ + + • •	•	+ + + C(onduc	ta "e	+ + • • •	Lim	ita	ev	Surface Aleas Surface Temperatures Scavenge-Cylinder ALLOWABLE UPSTREAM EL rate + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	
Limi	ta a	ı.dm	Cond	Juct	a âdi	n		Cd	ınal •	adm -	• • •	Port ◆	adm	SA	CILI	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	+ + • •	•	+ + + C(onduc	ta ie	+ + + • • •	Lim	ita	ev	Surface Temperatures Soavenge-Cylinder ALLOWABLE UPSTREAM EL +LOWABLE DOWNSTREAM +LOWABLE DOWNSTREAM	
Limi	ta a	.dm	Cond	for the second s	a âdi	n -		Cd	ınal	adm +	•	Port	adm	SA	Cili	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	× •	•	+ + + + +	onduc	ita e	+ + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	- - - - -	ita	• • • •	Surface Temperatures Sources - Competitives Sources - Competitives ALLOWABLE UPSTREAM EL ALLOWABLE DOWNSTREAM + 20 + + 20 + + 20 + + 20 + - 20 +	
Limi	ta a	dm	Con	duct	a âdı	n *	•	Cč	inaľ	adm +	*	Port	adm	SA	CiLi	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	+ + * * * *	•	+ + + + + +	onduc	ta Te	+ + * * * * * + +	- - Lim -	ita	ev	Surface Flees Surface Temperatures Soavenge Cylinder ALLOWABLE UPSTREAH EL ALLOWABLE DOWNSTREAH	
Limi	ta a		Conic	for the second s	a âdi	n *		Cd	inal - -	αđm + +	+ + + + +	Port.	adm	SA	CILI	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	* * * * * *	•	+ + + + + + + +	onduc	ta 76	+ + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	- - - - - -	ita	ev	Surface Temperatures Surface Temperatures Sources Cylinder ALLOWABLE UPSTREAM EL + + + + + + + + + ALLOWABLE DOWNSTREAM + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	
Limi	- - - -	.dm + + +	Conic		a âdi	n *		Cč		adm + + +	•	Port	a.dm ▶ ●	SA L	Ciùi	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	×	•	+ + + + + + + + +	onduc	ta e	+ + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	- Lim -	• • • • • •	• • • •	Sufface Temperatures Sufface Temperatures Scaverage Cylinder ALLOWABLE UPSTREAM EL +	
Limi	ta a		* Conic	duct + + + +	a âdi - -	n *		Cč	inaľ	adm + + + +		Port.	adm	SA L	CiLi	ndru	SE	Port	ev.	• Ca	nal e	× + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	•	* * * * * * * * * *	onduc	ta e	+ + + + + + + + + + +	- Lim -	· ita	• • • •	Suface Temperatures Sources Cemperatures Sources Content and ALLOWABLE UPSTREAM BL +	
Limi	ta a 	• • • •	Conic	+ + + + +	a âdı	n		C	inaľ	adfm + + +		Port	adm	SA L	Cili	ndru	SE	Port	ev.	Ca	nal e	× · · ·	•	* C	onduc	čta ie	• • • • • • • • • • • • • • • • • • •	- - - - -	• • • • • •	ev	Surface Temperatures Surface Temperatures Savenge Cylinder ALLOWABLE UPSTREAM EL	
Limi	- - - + + +		Coñe 		a ādr	n 		C	inaľ + + + +	adfm + + +	*	Port	adm •	SA			SE • • • • •	Port	ev.	Ca	nal e	* * * * * * * * *	• • • • • • • •	* * Ci	onduc	tta e	+ + + + + + + + + + + + + +	- - -	- ita -	• • • • • • • • • • • • • • • • • • •	Surface Areas Surface Temperatures Soavenge Cylinder ALLOWAELE UPSTREAM EL ALLOWAELE DOWNSTREAM	
Limi	- - - + +		* * *		a âdi	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1		C	inaľ - -	adm + + + +		Port. ● 5	adin •	SA 	Cili	ndru •	SE • • • • • •	Port	ev.	• Ca	nal e	× + + + + + + + + + + + + + + + + + + +	* * * * * * * * * * * *	* CI	ondua	ta e	• • • • • • • • • • • • • • • • • • •	Lim	- ita - - - -	• • • • • • • • • • • • • • •	Sufface Temperatures Sufface Temperatures Converge Cylinder ALLOWABLE UPSTREAM EL + the +	



entii	Α	0.2	-
lui de	В	0.8	
r termic	С	4.29*10 ⁻⁹	-

Pas 6 – Cilindrul – Vizualizare date

Din elementul **Cylinder** (cilindru) programul oferă posibilitatea de a vizualiza curbele desfășurate de ridicare a supapelor (**cylinder phase / valve event display**), respectiv modul de corelare a mișcării pistonului cu ridicarea supapelor (**cylinder motion / valve lift display**) (fig. 4.16).

În cazul Cylinder Motion/Valve Lift Display, în partea din stânga jos se poate observa diagrama fazelor pe care sunt marcate momentele de deschidere/închidere a supapelor de admisie DSA/ÎSA (intake valve opening IVO / intake valve closing IVC) și evacuare DSE/ÎSE (exhaust valve opening EVO / exhaust valve closing EVC) alături de poziția punctului de



Fig. 4.16 Crearea unui model de motor monocilindric – Cilindru – Vizualizare date (Cylinder Phase / Cylinder Motion)

ridicare maximă (maximum opening point, MOP). Suplimentar se poate porni o animație (-1 || +1)pentru a observa mișcarea pistonului respectiv supapei.



Vizualizarea curbei de ridicare a coeficienților funcției polinomiale pentru curba de ridicare a supapei de admisie (**intake valve lift curve**) se pot accesa prin click pe Lift Option Data (date opțiune de ridicare) (



Vizualizarea curbei de ridicare a coeficienților funcției polinomiale pentru curba de ridicare a supapei de admisie (**exhaust valve lift curve**) se pot accesa prin click pe Lift Option Data (date opțiune de ridicare) (

Pas 9 – Supapele – Diagrama fazelor distribuției

După definirea supapelor, pentru a avea o vedere de ansamblu asupra datelor introduse se poate accesa diagrama fazelor distribuției (valve timing diagram) prin click pe Valve Timing Display () (fig. 4.19). În cazul în care este nevoie, datele introduse se pot modifica și din această fereastră prin click pe zonele marcate.



Fig. 4.19 Crearea unui model de motor monocilindric – Supapa de admisie/evacuare – Diagrama fazelor distribuției

Pas 10 – Supapele - Diagrama fazelor distribuției desfășurată

Alternativ, se poate vizualiza diagrama fazelor distribuției desfășurată (valve event) prin accesarea Valve Event Display (🎥) (fig. 4.20).

În această diagramă se pot observa mai bine poziționarea curbelor de ridicare a supapelor în ciclul motor. În figură se observă curba de ridicare a supapei de evacuare pentru ciclul care tocmai se încheie și curba de ridicare a supapei de admisie pentru ciclul curent.



Fig. 4.20 Crearea unui model de motor monocilindric – Supapa de admisie/evacuare – Diagrama fazelor distribuției desfășurată

 $\overline{\mathbf{e}}$

Pas 11 – Orificiul de admisie

După supape se definesc orificiile oferite de supape (valve port – se menționează faptul că, în general, prin valve port se înțelege ansamblul canal de admisie/evacuare (intake/exhaust) – orificiu oferit de supapa de admisie/evacuare). În cazul motoarelor care dispun de mai multe supape pe cilindru (3, 4 sau 5), dacă nu există diferențe semnificative între canalele de curgere, respectiv între curbele de ridicare ale supapelor de același fel, acestea se pot modela împreună, prin intermediul unui singur element de tip Port (fig.4.21).

Pentru a ține cont de secțiunea de curgere mai mare, la **Number of Valves** (numărul de supape) se va specifica

numărul efectiv de supape de admisie/evacuare (intake/exhaust) ale motorului real. Datele introduse pentru modelul analizat sunt:

Pentru a introduce datele cu privire la coeficientul de curgere, la **Port Type** (tipul de definire a orificiului) se va alege opțiunea **User Curve (common)**, iar apoi, accesând **Port Data** (date orificiu oferit) se vor introduce următoarele date:





Fig. 4.21 Crearea unui model de motor monocilindric – Orificiu de admisie – Date generale (adaptare după [10])

No. Of Values	10
L/D Ratio	Flow Coefficient
(Raportul L/D)	(Coeficientul de curgere)
0	0
0.05	0.140
0.10	0.270
0.15	0.395
0.20	0.510
0.25	0.605
0.30	0.670
0.35	0.710
0.40	0.720
1	0.720

Pas 12 – Orificiul de evacuare

Orificiul de evacuare (**exhaust port**) se va modela analog celui de admisie (fig. 4.22) utilizând următoarele date:

Den	umire			
ro	e	en	valoare	U.IVI.
Etichetă	Label		Port a	dm
Numărul de supape	Number Valves	of	2	-
Diametrul orificiului oferit	Valve Th Diamete	iroat ir	28	mm
Tipul de definire a orificiului	Port Typ	e	User Ci (comm	urve ion)
No. Of Valu	ues		10	
L/D Ratio	D	Flov	v Coefficie	nt
(Raportul L	/D)	(Co	eficientul (curgere)	de
0			0	
0.05			0.2145	
0.10			0.3	
0.15			0.4	
0.20			0.5	
0.25			0.6	
0.30			0.7	
0.35			0.78	
0.40			0.82	
1			0.82	





Pas 13 – Canal de admisie – Date generale 1

Pentru a defini canalul de admisie (**intake port**) se va selecta elementul de tip **pipe** marcat, iar apoi se vor introduce următoarele date (fig. 4.23):

Den	Denumire						
ro	en	valoare U.M.					
Etichetă	Label	Canal a	adm				
Lungimea totală	Total Length	100	mm				
Diametrul la intrare	Start Diameter	39	mm				
Diametrul la ieșire	End Diameter	39	mm				
Grosimea peretelui	Wall Thickness	4	mm				
Tipul de răcire	Cooling Type	Water C	ooled				
Materialul peretelui	Wall Material	Alumin	ium				



Fig. 4.23 Crearea unui model de motor monocilindric – Canal de admisie – Date generale 1


Fig. 4.24 Crearea unui model de motor monocilindric – Canal de admisie – Date generale 2



Fig. 4.25 Crearea unui model de motor monocilindric – Canal de admisie – Vizualizare date

Pas 16 – Conducta de admisie – Date generale 1

Asemenea canalului de admisie (intake port) și conducta de admisie (intake pipe) este un element de tip pipe. Prin urmare, modul de definire este analog. Datele necesare pentru definirea acestui element sunt (fig. 4.26):

Den	umire		
ro	en	valoare	U.IVI.
Etichetă	Label	Conducta	a adm
Lungimea totală	Total Length	350	mm
Diametrul la intrare	Start Diameter	39	mm
Diametrul la ieșire	End Diameter	39	mm
Grosimea peretelui	Wall Thickness	1	mm
Tipul de răcire	Cooling Type	Air Coo	oled
Materialul peretelui	Wall Material	Alumin	ium





Fig. 4.27 Crearea unui model de motor monocilindric – Conducta de admisie – Date generale 2



Fig. 4.28 Crearea unui model de motor monocilindric – Conducta de admisie – Vizualizare date

Pas 19 – Canal de evacuare – Date generale 1

Pentru a defini canalul de evacuare (**exhaust port**) se va selecta elementul de tip **pipe** marcat, iar apoi se vor introduce următoarele date (fig. 4.29):

Den	umire	Valaara	
ro	en	valoare	U.IVI.
Etichetă	Label	Cana	lev
Lungimea totală	Total Length	100	mm
Diametrul la intrare	Start Diameter	32	mm
Diametrul la ieșire	End Diameter	32	mm
Grosimea peretelui	Wall Thickness	4	mm
Tipul de răcire	Cooling Type	Water C	ooled
Materialul peretelui	Wall Material	Alumir	nium



Fig. 4.29 Crearea unui model de motor monocilindric – Canal de evacuare – Date generale 1



Fig. 4.30 Crearea unui model de motor monocilindric – Canal de evacuare – Date generale 2

corect.



Fig. 4.31 Crearea unui model de motor monocilindric – Canal de evacuare – Vizualizare date

intrare

iesire

Tipul de răcire

Materialul

peretelui

Cooling Type

Wall Material

Air Cooled

Steel





189



Pas 24 – Conducta de evacuare – Vizualizare date

Vizualizarea datelor elementului de tip **pipe**, reprezentând conducta de evacuare (**exhaust pipe**), se poate face accesând fie **Pipe Data** (), fie **Pipe Graphical Display** (), fie **Pipe Graphical Display** (), fie **Pipe** vizualizare sub formă grafică) (fig. 4.34). Acestea sunt deosebit de utile, deoarece sprijină utilizatorul atunci când verifică dacă elementul de tip **pipe** a fost definit corect.

Acest lucru este deosebit de util la cerificarea corectitudinii datelor introduse pentru acest element.



Fig. 4.34 Crearea unui model de motor monocilindric – Conducta de evacuare – Vizualizare date

4.2.5. Definirea și modificarea condițiilor de simulare

După crearea modelului și definirea tuturor elementelor componente este necesară definirea condițiilor de testare / simulare (test conditions). În continuare se prezintă pașii de urmat pentru definirea acestora.

Pas 1 – Steady State Test Data Wizard

În cazul de față se va opta pentru o definire rapidă a condițiilor de simulare cu ajutorul utilitarului Steady State Create Wizard, care se accesează din bara de meniu Data →Test Conditions → Steady State Create Wizard (fig. 3.35).

	File	Descrip	tions.	ups	3010	N N	cauica	Jeu		*	TT (I)	IT	o i	с I	la k	= 7	. 11	Fu	uel and	ruels	ystem				-	- m	m	88	°t.	•t-	J.	ð	e ₿	6	8 C	3 P	611)	Q	12				
	Cy	le Type							, -	- 81			* 1		A			1000																									
	Ele	ment Su	mmar	y																																					Label	Sistem alim	
	Sin	Conne	ctions	Summ	nary				ľ									Ĩ.,	1	č.	1	÷	Č.	5	2	. 7		1					3	3 3	5 3	1	2	1	2		Fuel System	Port Injection	n
2 *	Sin	Model	Data S	iumma	ary						5	-		÷	14.5	-		+	+	*	+	+	÷	÷	+	1	+	+	+	+	÷	+	+	ŧ	1	+	5	+	\overline{t}	+	Fuel Type	Gasoline	
2.	Co	nbustic	n and	Heat T	ransfe	Er		F4											3	÷	$^+$	$\frac{1}{2}$	÷	÷	$\dot{\tau}$	1	+	\mathbb{R}^{2}	+	\mathcal{F}	+	÷.	÷	8 8	÷	+	÷	÷	$\frac{1}{2}$	+			
	He	it Trans	er						2		3	+		÷	10	1		+		÷	+	+	+	÷	+	14	-	-	-	142	-	4	+			+	÷	÷	÷	+	Calorific Value (kJ/kg)	43000.0	
a	Sca	vengin	Mod	els				F5	_																																Density (kg/litre)	0.7500	
	Pip	e Auto-	Mesh						> *			1		±:	(† 1)	.+		*		*	+	*	1	*	+	+		+		*	+	+	*	*		+	+	*	÷.,	+	H/C Ratio Fuel (molar)	1.8000	
	Pip	e Mesh	Auto-I	Refine					2					2	12.5				-	+	÷	+	÷	+		040	(a)	- 41	241	14.1	14.5	2415		a - 1		+	+	+	÷	040	0/C Ratio Fuel (molar)	0.0000	
	Pip	e Wall F	riction	Settin	9				2									° .		+	+	*	+	+1		040		-	540	Cec.	14.5	140				+	+	+	÷	-	Molecular Mass (kg/k.mol)	114.230	
	Fip	e Gover	luncti	quation	ns				: .		÷.			î.	14	-+		÷																							Maldistribution Factor	1.000	
	Tin	e Integ	ation						<u>,</u>										Sict	am i	al ir	n	*									1.1					+				Conversion Tool		tul .
		and of the		2							+	-+		+	(+)			+	лзс Г	-	7	+	+	*	+	2.40		30	+			1411	+	+	÷	+	+	*	+				
-	Ke	ieulai a	etting						<u>_</u>										-	~~	1	+	+	+		3.45	$\sim 10^{-10}$		(1+1)	162	(+)	:+::				+	+	\pm	+				
ι.,	les	Condit	ions						2	Ste	eady 5	state C	reate	Witter	ų				_	Ę	2	+	+														+						
	Do	vn a Da	ta Leve	28						Ste	eady S	State I	est Da	sta Sur	mmary	***	F12																										
•	00	a Data i	evei							Ed	lit Stea	adv St	ate Tes	st Dati	a					it.	*	÷	÷.	20		2.51	12	1	170	10	1995	12.1	÷	1 1	1		Ť.	*	21				
	Ma	nage Di	ita Imp	oort			A	dt+F1	-	0.1								_	+	*	ai a	+ In chas	÷.,	÷	+	+	*	+	+	+	+	+	+	÷		+	+	+	÷	+			
RS	<u> </u>	Limi	ta a	dm	†Co	ndu	ct a	åde	n +	+	\sim	Càr	aľ	adir	+	Po	rt o	dm	SA	+	101	riuri	•	SE	Po	ort	ev.	+	Car	na l	ВÝ	$ \psi^{2} $	+	† Coi	bduč	tn "o	+	Lim	nita	ev			
118	m	-		•		100		uun			_		in c	u.u.ii					Π.		1	~		Π.		1		_	our	ion c			•		- Conc	vac	а. —						
INCE	SUN	7		•						•									4		(–	•) TI	4		1	•						•		-			•					
3	E	*	7	*	+	÷	1	1	*	*	*	+	+	+	+	+	*	3	1	1	0		•	5	+	+	+	+	+	3*	+	+	*	÷ .		+	*	1	*	*			
-	EC.		4	4	+	+	Ψ.	÷.	1	141	(+)	(+)		+	+	+	4		- 4	+			•	+	*	$^{+}$	+	+	-	(+)	+	+	*	8 - P		+	÷		+	+			
S/MI	ANIO		4	+	+	÷	+	÷	43	+	- 14	240		-		140	4		-	+	-	+	÷	+	+	141	141	14	-	14.1	141	140	+	4 5		-	÷	+	÷	+			
L	Ě																																										
5	-			.+			*	*	* :	+		.+.					+		.*			+	+.	+									*				+	*					
2000		+	14	+	×	+	+	+	+1	+	240	+	-	+	+	0400	940	-	+	+	+	+	÷	+:	+	1.41	÷+.		-	100	.+-	+	+	+		+	+	+	÷				
L	-	+	+	+	ж	+	+	+	+	(+)	240	14	.+:	+		242		.+		+	.+.	+	+	\pm	(+)	200	(+)		+	100		(+)	+	+		+	+	+	+	(+)			
ACT	SEN			+			+							-									+	+							-						+						
0100	SORS																																										
RS	2	12	31	1	*		11	*	*	191	010	10	1			100	355	12		*		*	.*:	*		(H)	1					181	÷.		1		*	*	*5	220			
1	<u>_</u>				τ.		\mathbf{T}_{i}	\mathcal{T}_{i}	\overline{v}	(2)	315	+	1	10	t.:	+	(\mathbf{r})	\sim	\sim	\mathcal{T}		÷		7	$\sim 10^{-10}$	+	(\mathbf{r})	+	(T)		+	+	*		, i			\mathcal{T}_{i}	ε	(T)			
			4	4	+	÷	-	÷	2	+	4	+	÷	+	+	+	÷	4	4	÷	+	÷	4	2	4	+		+		+	+	+		4 4			-	4	÷				

Fig. 4.35 Crearea unui model de motor monocilindric – Accesare Steady State Create Wizard

 $\overline{\mathbf{\Theta}}$

Pas 2 – Generare cazuri de testare

Accesând Steady State Create Wizard se deschide o fereastră de lucru în care se alege opțiunea By No. of Tests (după numărul de teste) (fig. 4.36), iar apoi se introduc datele necesare pentru crearea cazurilor de testare:

Dent	umire	Valoaro	11 64
ro	en	valuare	0.101.
Numărul de teste	Number of Tests	13	-
Turația minimă	Minimum Speed	1000	min ⁻¹
Turația maximă	Maximum Speed	7000	min ⁻¹
Presiunea ambientală (absolută)	Ambient Air Pressure (absolute)	1	bar
Temperatura ambientală	Ambient Air Temperature	20	°C
Presiunea la limita de admisie (absolută)	Inlet Pressure (absolute)	1	bar
Temperatura de admisie	Inlet Temperature	20	°C
Presiunea la limita de evacuare (absolută)	Exit Pressure (absolute)	1.1	bar
Raportul de echivalență	Equivalence Ratio	1.1	-
Umiditatea specifică	Specific Humidity	0	kg/kg

🖃 🚠 曲 よ よ よ よ ね @ 🗟 ロ 🕈 🔴 🔍 🤸 🔳 💷 🐿 🗞 🗈 📾 🖬 🚱 🚮 🟆 🕼 🖄 🧩 🔐 🕲 🐽 🛫 🔤 🖬 🌾 🌾 🛵 🜆 🚰 🦻 🖡 Fuel and Fuel System 1 Steady State Test Data Wizard Test_Standards Steady State Test Data Wizard Steady State Test Data Wizard Test Standards Test Standards Select Definition Type Select Definition Type Select Definition Type COMPONE By No. of Tests By No. of Tests C By Speed Increment C By Speed Increment C By Speed Increment . By No. of Tests NTS COMPONENTS No. of Tests: 13 No. of Tests: 6 No. of Tests: 13 Min. Speed (rpm): 1000.0000 Min. Speed (rpm): 1000.0000 Min. Speed (rpm): 1000.0000 Steady State Test Data Wizard X Max. Speed (rpm): 7000.0000 Max. Speed (rpm): 7000.0000 PIPES Speed Increment (rpm): 1000.0000 Apply This Wizard will create the required analysis test conditions 0 Ambient Air Pressure (bar abs.); 1.0000 data It uses mostly default options for Combustion, Fuelling, Ambient Air Temperature (C): 20.0000 MACHINES SILENCERS SILENCERS Test Data Succesfully Created Boundary Conditions, Friction, Ploting and Solution Control Inlet Pressure (bar abs.): 1.0000 This data can be viewed/edited via; Any existing steady state test data will be lost ! (Set 'Data/Test Conditions/Edit Test Data' or 'Data/Test Conditions/Test Data Summary' Inlet Temperature (C): 20.0000 'interpolate' to use existing data). Exit Pressure (bar abs.): 1.1000 Enter required values and select 'Apply' to define Test Data Equivalence Ratio: 1.0500 OK Specific Humidity (kg/kg): 0.0000 ОК Options Options Interpolate Existing T Interpolate Existing I Interpolate Existing Apply Cancel Apply Cancel Cancel Apply V X Grid: 11 Y Grid: 29



Pas 3 – Condițiile de testare – Test Points

După definirea cazurilor de testare se va accesa **Steady State Test Data** (fig. 4.37) pentru a verifica datele introduse. La categoria **Test Points** (puncte de testare) se observă faptul că există un număr de 13 cazuri (**test points**), corespunzător datelor introduse anterior, cu turația variind de la 1000 la 7000 rpm. Totodată, toate cazurile sunt active pentru calcul (**solve-on**).

🗈 📽 🖬 🚳 💁 🖓 🕼 🖄 🕷 🗿 📾 🤹 🐂 🕼 🍹 🖍 🌆 🚰 🦻 🛛 Fuel and Fuel System 1 🔄 🖬 🖮 🖨 🖓 🍼 🐥 📾 📾 🗛 🖙 🕐 🔍 🔍 📷 🛅 🥸

🔮 Stea	dy State Test Data	- Summary											- 🗆	\times
Test Poin	s Heat - Phase He	at - Period He	at - Two-Zone Fuelling	Boundary C	onditions Frictio	n Solution Plotting Ac	tuators							
Test Point	Speed (rpm)	Solve	Label		Case Type	Load Finder Units	Load Finder Value	Control Group	Control Variable	Upper Bound	Lower Bound	No of Cycles(1)	No of Cycles(2)	1
1	1000	On	Load Case 1 - (Creat	ed	Builder Def.							JI	<u> </u>	-
2	1500	On	Load Case 2 - (Creat	ed	Builder Def.									-
3	2000	On	Load Case 3 - (Creat	ed	Builder Def.									- 1
4	2500	On	Load Case 4 - (Creat	ed	Builder Def.									
5	3000	On	Load Case 5 - (Creat	ed	Builder Def.									
6	3500	On	Load Case 6 - (Creal	ed	Builder Def.									
7	4000	On	Load Case 7 · (Creal	ted	Builder Def.									
8	4500	On	Load Case 8 · (Creal	ted	Builder Def.									
9	5000	On	Load Case 9 · (Creal	ed	Builder Def.									
10	5500	On	Load Case 10 · (Crei	ated	Builder Def.									
11	6000	On	Load Case 11 · (Crei	ated	Builder Def.									-
12	6500	On	Load Case 12 · (Crei	ated	Builder Def.									
13	7000	On	Load Case 13 - (Crei	ated	Builder Def.									
•														•
	20	* * *	* * * * *	+ +	+ + + -		+ + + +			* * * *	* * * >			
	ENSOR	* * *	* * * * *	e (4) (4)	(4) (4) (4) (4)		ж. ж. ж. »		e de les es es e	* * * *	* * * * >			
	ORS	* * *	* * * >* o	e (#) (#)	e e e e		а. н. н. н. Н	- 18 - 18 - 19	et det det det det de	* * * *	* * >* >			
		ат т <u>а</u> т	• • • • •	n († 18	* * * *						* * * *			
		• • •	* * * * *	+ +	+ + + 1			* * *			++++			
eady			X Grid: 1	Y Grid: 29										

Fig. 4.37 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Test Points

Pas 4 – Condițiile de testare – Heat -Phase

În secțiunea **Heat Phase** (faza arderii) (fig. 4.38) se observă faptul că poziția în ciclu a procesului de ardere (**phase option**) este stabilită pe baza modului implicit de determinare a acesteia (**default heat release phase**). Mai multe detalii cu privire la acest aspect sunt prezentate în capitolul 2.

🗈 😂 🖬 🕼 🎒 🕈 🕼 🖄 📽 🕍 📓 🌒 🦸 🦿 🎢 🧍 🥻 🏭 🚮 🦻 👂 🛛 Fuel and Fuel System 1 🔄 🖬 🎰 🖨 🖓 🍠 🖉 🛠 📾 📾 🗛 🖙 🖓 🔍 🔨 🛅 🛅 🖄 🕸

Test	Speed (rpm)	Phase Ontion	Culinder Data	' Culinder No	Phase angle (deg)	Pmay							
Point	opeed (ipin)	This open	Cymraer Dala	Cylindon 110.	r nase angle (aeg)	(bar-abs)							
2	1500	Default Heat Release Phase	Common	All									
3	2000	Default Heat Release Phase	Common	All									
4	2500	Default Heat Release Phase	Common	All									_
5	3000	Default Heat Release Phase	Common	All	-								
6	3500	Default Heat Release Phase	Common	All									
7	4000	Default Heat Release Phase	Common	All									
8	4500	Default Heat Release Phase	Common	All									
9	5000	Default Heat Release Phase	Common	All	-								
10	5500	Default Heat Release Phase	Common	All									
11	6000	Default Heat Release Phase	Common	All									
12	6500	Default Heat Release Phase	Common	All									
13	7000	Default Heat Release Phase	Common	All									
-													-
<u> </u>													2
	ACI		* * *	* * *			* *	+ +		*	*		
	UATOS		* * *	+		* *	+ +	+ +	+ •	+	. *.		
				* * ×			+ +	* *	* *	*	. *		
			* * *			* * *							
	· · · ·		ನ ನ ನ	* * 3		* * *	3 3	а. а.	÷	- +:	*		

Fig. 4.38 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Heat - Phase

Pas 5 – Condițiile de testare – Heat -Period

În secțiunea **Heat Period** (durata arderii) se observă faptul că durata procesului de ardere (**period option**) este stabilită pe baza modului implicit de determinare a acesteia (**default combustion duration**). Mai multe detalii cu privire la acest aspect sunt prezentate în capitolul 2.

🗅 📽 🖬 🕼 💕 💁 🥼 🖄 🕷 🏭 🚛 🗲 🐂 🕼 🍹 🏡 🌆 🚰 🎓 🛛 Fuel and Fuel System 1 💷 🛛 🎰 🎰 チーチーデー 🖇 📾 🕼 🔖 🖙 デージー 🔍 🔍 🥆 🔳 🔤 😂 🗞

	1/200									le strike	101 A	
Stead	y State Test Data	- Summary									- 🗆	×
Test Points	Heat - Phase He	at - Period Heat - Two-Zone Fuelling Boundary Cond	itions Friction S	olution Plotting	Actuators							
Test Point	Speed (rpm)	Period Option	Cylinder Data	Cylinder No.	Release Period (deg)	No. of Points	List Data	Angle (deg)	Mass Fraction (0-1)			1
1	1000	Default Combustion Duration	Common	All								
2	1500	Default Combustion Duration	Common	All								
3	2000	Default Combustion Duration	Common	All								
4	2500	Default Combustion Duration	Common	All								
5	3000	Default Combustion Duration	Common	All								
6	3500	Default Combustion Duration	Common	All								
7	4000	Default Combustion Duration	Common	All								
8	4500	Default Combustion Duration	Common	All								
9	5000	Default Combustion Duration	Common	All								
10	5500	Default Combustion Duration	Common	All								
11	6000	Default Combustion Duration	Common	All								
12	6500	Default Combustion Duration	Common	All								
13	7000	Default Combustion Duration	Common	All								
•												•
	+	(#)# # # # # (# (#) (#) (#) (#)	* * *					* * *	* * * * *	· · · · · ·		
	CTUAT	* * * * * * * * 04 04 04 04 04	90 (90 (90 (e se se	- 00 - 04	$(\Phi_{i})=(\Phi_{i})=(\Phi_{i})$	* * * * *	* * * * >		
	ORS R		 (*) (*) (*) 		* * * *	e os o	10.00	(a)=(a)=(a)	2 3 3 8 8 8	* * * * *		
		്ര്ര്യ്യ് നായ്യായം	* * *			e sti st	* *	* * *		* * * * * *		
		* * * * * * * * * *	+ + +			+ .+ .+	+ +	+ + +				
eady		X Grid: 11 Y Grid: 29										

Fig. 4.39 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Heat - Period

🗈 📾 🖬 🖓 🕵 🕐 🍀 🔐 🕲 🛍 🥑 🐛 🖉 👘 🖬 👘 👘 🖸 🚠 曲 よ よ よ ま 🎟 🕼 😳 🖓 🔍 🔍 🔳 🛅 🕷 🧇 Pas 6 – Conditiile de testare – Fueling Steady State Test Data - Summary În secțiunea Fueling (alimentare cu Test Points Heat - Phase Heat - Period Heat - Two-Zone Fuelling Boundary Conditions Friction Solution Plotting Actuators combustibil) se pot observa Test Speed (rpm) Combustion Option Combustion Maldistribution **Fuelling Option** Cylinder Data Cylinder No. Trapped Air Equivalence Ratio Fuelling Rate Point Efficiency (0-1) Factor Fuel Ratio (mm²/inj) următoarele aspecte (fig. 4.40): 1 1.0000 1000 Efficiency + Maldistribution 0.0100 Equivalence Ratio Common All Denumire 2 0.0100 Equivalence Ratio Common All 1.100 Efficiency + Maldistribution 1000 3 1.100 0.0100 Equivalence Ratio All Common ro en 2 4 1.100 0.0100 All Equivalence Ratio Common Copy this Tests Fuelling Data to All Tests 3 5 0.0100 Equivalence Ratio All 1.100 Modul de caracterizare a Common **Combustion Option** 4 Help on Steady State Fuelling ... 0.0100 All 1.100 6 Equivalence Ratio Common procesului de ardere Efficiency + Maldistribution 1.100 7 4000 0.0100 All 1.0000 Equivalence Ratio Common Eficiența procesului de 1.100 8 4500 Efficiency + Maldistribution 1.0000 0.0100 Equivalence Ratio Common All **Combustion Efficiency** ardere 1.100 9 5000 Efficiency + Maldistribution 1.0000 0.0100 Equivalence Ratio Common All 10 5500 Efficiency + Maldistribution 1.0000 0.0100 All 1.100 Equivalence Ratio Common Modul de caracterizare a 11 6000 Efficiency + Maldistribution 1.0000 0.0100 Equivalence Ratio Common All 1.100 **Fueling Option** alimentării cu 12 6500 1.0000 All 1.100 Efficiency + Maldistribution Equivalence Ratio Common combustibil 13 7000 Efficiency + Maldistribution 1.0000 Equivalence Ratio All 1.100 0.0100 Common Datele cilindrului Cylinder Data 4 Numărul cilindrului **Cylinder Number** Raportul aer-combustibil al amestecului reținut în Trapped Air Fuel Ratio

cilindru Raportul de echivalență Equivalence Ratio

Debitul de combustibil (mm³/inj) Fueling Rate (mm³/inj) Fig. 4.40 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Fueling

- 🗆

X

Dacă este necesară modificarea vreunuia din parametri (spre exemplu **fueling option**) cu acceași valoare/opțiune pentru toate cazurile, se va modifica valoarea/opțiunea la unul din cazuri, iar apoi, prin click pe numărul cazului (fig. 4.40) se va selecta opțiunea **Copy this Tests Fuelling Data to All Tests** (copiază caracteristicile alimentării cu combustibil ale acestui caz și pentru celelalte cazuri).

Pas 7 – Condițiile de testare – Boundary Conditions

În secțiunea **Boundary Conditions** (condiții la limită) se pot observa următoarele aspecte:

Den	umire
ro	en
Modul de caracterizare a umidității	Humidity Option
Umiditatea specifică (kg/kg)	Specific Humidity (kg/kg)
Umiditatea relativă	Relative Humidity
Presiunea absolută a aerului ambiental (bar)	Ambient Air Pressure (bar) - absolute
Temperatura aerului ambiental (°C)	Ambient Air Temperature (°C)
Numărul limitei de admisie	Inlet Number
Presiunea absolută la limita de admisie (bar)	Inlet Boundary Pressure (bar) - absolute
Temperatura la limita de admisie (°C)	Inlet Boundary Temperature (°C)
Numărul limitei de evacuare	Exit Number

Presiunea absolută laExit Boundary Pressurelimita de evacuare (bar)(bar) - absolute

Modul de inițializare alExit Temperaturetemperaturii pe evacuareInitialisation

Temperatura la limita deExit Boundaryevacuare (°C)Temperature (°C)

i 🛎 🖩 🕼 🎒 🝷 🥼 🖄 🎘 🕍 🕘 🐽 🌊	🚽 🕼 🍞 🖍 🛃 🚰 🦻 🖡	🗾 🗴 🖮 🎰 🦨 🖋 🎜 🕷	b 🖻 🔖 🗆 🕈 🤊 🔍 🔨 🔳 🛅 👹 🍕
---------------------------	-----------------	-----------------	-------------------------

	Contract of Contra											feat a	Terre e	
Stead	y State Test Data	- Summary											- 🗆	×
est Points	Heat - Phase He	at - Period Heat - Two-Zone Fuellin	g Boundary C	onditions Frictio	on Solution Plotting	Actuators								
Test Point	Speed (rpm)	Humidity Option	Specific Humidity (kg/kg)	Relative Humidity (0-1)	Ambient Air Pressure (bar-abs)	Ambient Air Temperature (C)	Inlet No.	Inlet Boundary Pressure (har-ahs)	Inlet Boundary Temperature (C)	Exit No.	Exit Boundary Pressure (bar-abs)	Exit Temp Initialisation	Exit Boundary Temperature (C)	1
1	1000	Relative Humidity (0-1)	0.0043993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
2	1500	Rela Test Point 1	993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
3	2000	Rela Specific Humidity (kg/	kg) 993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
4	2500	Relative Humidity (0-1)	993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
5	1 1	000 Polstino Humiditu (0.1)	B	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO	1	
6	Test Po	int 1	-3	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		- 1
7	- Copy ti	his Tests Boundary Data to All Te	sts -3	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
8	4 Help or	n Steady State Boundary Conditio	ons	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		_
9				0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		_
10	5500	Relative Humidity (0-1)	0.0043993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
11	6000	Relative Humidity (0-1)	0.0043993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
12	6500	Relative Humidity (0-1)	0.0043993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		
13	7000	Relative Humidity (0-1)	0.0043993	0.3000000	1.00000	20.00	1	1.00000	20.00	1	1.10000	Use Cyl 1 at EVO		_
														-
•														
		* * * * * * *	+ + +	+ + +	*******	* * * *	N 096 094			* *	* * * *			
	NSORS	* * * * * * *	* * *	* * * * *		* * * >	eee.			* *	* * * *	(*		
	RSP	* * * * * * * *	* *			* * * 2		* * *	* * * *	* *	* * * *			
			* * *	+ + +		* * * .	+ +		* * * *	÷ ÷		•		
		* * * * * * *	+ + +	+ + +		* * * *	+ +	* * *		+ +	* * * *	•		
ady		X Grid:	11 Y Grid: 29											

Fig. 4.41 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Boundary conditions

La nevoie, dacă este necesară modificarea vreunuia din parametri (spre exemplu **humidity option**) cu acceași valoare/opțiune pentru toate cazurile, se va modifica valoarea/opțiunea la unul din cazuri, iar apoi, prin click pe numărul cazului (fig. 4.41) se va selecta opțiunea **Copy this Tests Boundary Data to All Tests** (copiază condițiile la limită ale acestui caz și pentru celelalte cazuri).

Pas 8 – Condițiile de testare – Friction

În secțiunea Friction ("pierderi" prin frecare) este specificat modelul de calcul al pierderilor prin frecare, respectiv H.B. Moss Gasoline Engine Friction Model (modelul de calcul al pierderilor prin frecare într-un motor pe benzină al lui H.B. Moss) (fig. 4.42).

🗈 📽 🖬 🕼 💁 🧟 🖉 🛞 🖉 🕷 📓 📦 🤹 🐂 🕼 🌾 💡 🖍 🌆 🚰 🦻 🛛 📴 🚰 🕸

Stead	y State Test Data	- Summary									-	- 🗆	\times
Fest Points	Heat - Phase H	eat - Period Heat · Two-Zone Fuelling	Boundary Co	nditions Friction Solution	n] Plotting] Act	uators							
Test Point	Speed (rpm)	Friction Option		Cylinder Data	Cylinder No.	FMEP (bar)	Efficiency (0-1)	Main Bearing	Type No. of Mains	Main Dia. (mm)	Main Brg. Length (mm)	Crank	(pin 1_
1	1000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All				J	<u></u>			-
2	1500	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								
3	2000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
4	2500	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
5	3000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
6	3500	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
7	4000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
8	4500	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All	-							_
9	5000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
10	5500	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All				1				_
11	6000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
12	6500	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								_
13	7000	H.B.Moss Gasoline Engine Friction Mo	odel	Common	All								
•													•
	- + +	* * * * * * * *	240 240 2	+) (+) (+) (+) (+)	* * *			+ + + +	* * * * * *				
	ENSOR	* * * * * * * *		e = = = + =		е ні ні он		* * * *		* * * × ×			
	IORS &	* * * * * * * *		e as as as a s		e e e e		()) () () () ()					
		* * * * * * * *	1 a c	e estas e e e		é e e	a si si s			* * * *			
		$\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot$	+ +					* * * *		$-\epsilon - \epsilon - \epsilon - \epsilon$			
ady		X Grid: 11	Y Grid: 29										

Fig. 4.42 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Friction

Pas 9 – Condițiile de testare – Solution

🗈 📾 🖬 🖏 🎒 🍨 🥼 🖄 🍀 🔐 🕲 📦 🐛 🛼 🕼 🎲 🆍 🕼 🚰 🦻 🖓 🖃 🚠 曲 よ よ よ き き ほ し 🖓 🗆 🔍 🔍 🐂 🛅 💌 🕸 🗞

În secțiunea **Solution** (soluție) se pot defini următoarele aspecte (fig. 4.43):

Den	umire	
ro	en	
Modul de determinare a pasului de calcul	Step Size Option	
Supapele de admisie și evacuare deschise simultan	Inlet + Exhaust Open	
Supapele de admisie sau de evacuare deschise	Inlet or Exhaust Open	
Toate supapele închise	All Valves Closed	
Limita de cicluri	Cycle Limits	
Numărul de cicluri parcurs înainte de verificarea convergenței	Before Convergence Check	
Numărul maxim de cicluri parcurse (dacă nu s-a atins convergența)	Maximum Number for Simulation	Re
Numărul ciclului de la		

care începe scrierea

rezultatelor

Test	Speed (rpm)	Step Size Option	Inlet +	Inlet or	All Valves	Cucle Limits	Before	Max No for	From which			
Point	opood (piii)		Exhaust Open	Exhaust Open	Closed	Cyclo Linito	Conver- gence Check	Simulation	Results are Written			
1	1000	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
2	1500	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
3	2000	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
4	2500	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
5	3000	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
6	3500	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
7	4000	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
8	4500	Default Crankshaft Maximum Angle Step Sizes	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
9	5000	Default Crankshaft Maximum Angle Step	0.500	0.500	0.500	Default Cycle Limits	4	10	10			
	+ + +	* * * * * * * *	e. e. e.	e e e e	+ +	* * * * * * * *			+ + +	* * * * *	 	
	SENSOR	* * * * * * * *	e e e e	* * * *	* *				+ + +	• • •		
	ORS &	* * * * * * * *	a) (a) (a)	a) an an a	* *			20 A A	* * *	* *		
	<u>v</u>		t an an		· ·		* * * *		÷ • •	* * * *		
		$\cdot \cdot $	+ + +		+ +		* * * *			A . A . A		



From which Results are Written

În cazul de față valorile utilizate sunt cele implicite.

Pas 10 – Condițiile de testare – Plotting

În secțiunea Plotting (trasare a graficelor) se precizează informațiile care vor fi înregistrate de program (în fișierele de tip PRS) pentru a putea fi vizualizate de către utilizator. În acest caz, la **Plotting Option** se va alege **User** Defined Plotting Options. Apoi, pentru Cylinder Options se va alege opțiunea Cylinder + Gas Stored pentru toate cazurile de testare (fig. 4.44).

Den	umire
ro	en
Modul de definire a opțiunilor de înregistrare a datelor pentru grafice	Plotting Option
Opțiuni cilindru	Cylinder Options
Opțiuni volum	Plenum Options
Opțiuni conductă	Pipe Options
Opțiuni curgere	Flow Options
Opțiuni turbină	Turbine Options

🗈 📾 🖬 🕼 🎒 🍨 🥼 🖄 🤗 🔐 🕲 💵 🛫 🛼 🕼 🎲 🌾 🌾 🎼 Fuel and Fuel System 1 🔄 🚠 査 よ よ よ 🖇 📾 🔖 🗆 우 🕘 🔍 🛰 🔳 🛅 🖄 🗇

Test Point	Speed (rpm)	Plotting Option	Cylinder Options	Plenum Option	IS	Pipe Options	Flow Optio	ns Turbine Op	otions	-
1	1000	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenum + Gas Stored	All Pipe	Data Stored	All Flow Data Store	d All Turbine Data S	itored	
2	1500	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenum + Gas Stored	All Pipe	e Data Stored	All Flow Data Store	d All Turbine Data S	itored	
3	2000	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenum + Gas Stored	All Pipe	e Data Stored	All Flow Data Store	d All Turbine Data S	itored	
4	2500	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenum + Gas Stored	All Pipe	e Data Stored	All Flow Data Store	d All Turbine Data 9	itored	
5	3000	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenum + Gas Stored	All Pipe	e Data Stored	All Flow Data Store	d All Turbine Data S	itored	
6	3500	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenum + Gas Stored	All Pipe	e Data Stored	All Flow Data Store	d All Turbine Data S	Stored	
7	4000	User Defined Plotting Options	Cylinder + Gas Stored	Plenu Test Points H	eat - Phase He	eat - Period Heat -	Two-Zone Fuelling	Boundary Conditions Frictio	n Solution Plotting Actuators	
Test Poin	nts Heat - Phase Heat - Period Heat - Two-Zone F Speed (rpm) Plotting Option		elling) Boundary Conditions) Fr	riction Solutest Point	Speed (rpm)	Plot	ting Option	Cylinder Options	Plenum Options	Pipe Opti
Point				1	1000	User Defined Plo	otting Options	Cylinder + Gas Stored	Planum + Gas Stored	All Pine Data Stop
1	1000	User Defined Plotting Options	Culinder + Gas Stored	4 pj 2	1500	User Defined Pla	otting Options	Cylinder + Gas Stored	HERE P DUITE 1	r
2	1500	User Defined Plotting Options	Test Point 1	3	2000	User Defined Pla	otting Options	Cylinder + Gas Stored	No Cylinder Data Stored	r,
3	2000	User Defined Plotting Options	Default Plotting Options	4	2500	User Defined Plo	otting Options	Cylinder + Gas Stored	Cylinder + Gas Stored	
4	2500	User Defined Plotting Options	User Defined Plotting Op	tions 5	3000	User Defined Plo	otting Options	Cylinder + Gas Stored	Cylinder + Gas + Heat Tra	insfer Stored
	+ + + ≥©		14. (4. (4. (4. (4. (4.	* * 6	3500	User Defined Plo	otting Options	Cylinder + Gas Stored	Cylinder + Gas + HT + Sci	evenge Stored
	NSOR	* * * * * * * *		* * * * *	+i +i >+i	* * * *	10 (F) (F) (F) (F)	* * * * * *	•	
	Re	* * * * * * .* .*		* * * * *	e e e		an an an an a	* * * * * *	e (* 19	
	<u></u>				* * *	* * * *		* * * * * *	• • •	
	+ + +		* * * * * *		+ + +	* * * *			6 - A. (1997)	
du	9 U.	NOT A 1	N C+ 20							

Fig. 4.44 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Plotting

Pas 11 – Condițiile de testare – Actuators

În secțiunea Actuators (actuatori) (fig. 4.45) se poate observa faptul că nu există niciun caz. Motivul este acela că, în modelul creat, nu au fost introduse elemente de tip Actuator, acest lucru urmând a se realiza într-un capitol viitor (capitolul 7).

Charles 1	Charles -			C		_	_	_	_				-	_	-	-	_	-		_					 	_		_	_	_	 	-		-	111			 -
steady state rest Data - Summary																													_									
at Points	Heat - I	mase	неа	· Per		eat ·	1 WON	Lone	Fuell	ng в	ound	lary C	ondit	onsli	Fricti	onis	olutio	npri	otting	Actua	RUIS																	
Point	Spee	a (rpn	U.							Act	uator.									ption																		
										_	_										_																	
	7.8												ð.,				*		1		2	5		* :	1	*		1	1			۳ -						
	TUA TO		1	÷			1.0	3	2	1		12	*	1	1							1	6.3		1	*				. *			1.0		1			
	20																																40 C.4					
				P			0.0					0		× 1	÷.		e						• ; ; ;	+			× () (10	*						

Fig. 4.45 Crearea unui model de motor monocilindric – Vizualizare condiții de testare – Actuators

4.2.6. Verificarea modelului

După ce s-au parcurs toți pașii necesari creării modelului și definirii cazurilor de testare este deosebit de importantă verificarea corectitudinii datelor introduse, respectiv a modelului în ansamblu. În acest scop, se accesează Data-Checking Wizard din Tools -> Data-check Wizard sau prin click pe .

Pas 1 – Verificare model

Accesând **Data-Checking Wizard** se deschide o nouă fereastră în care este prezentat rezultatul verificărilor automate (din punct de vedere al calității și cantității) pentru următoarele categorii (fig. 4.46):

Den	umire
ro	en
Senzori și actuatori	Sensors and Actuators
Rețea	Network Builder
Condiții de testare	Test Conditions
Reflecții	Reflections
Legături	Links
Conexiuni	Connections
Orificii și supape	Ports and Valves
Baleiaj	Scavenging
Ardere și schimb de căldură	Combustion and Heat Transfer
Combustibil și sistem de alimentare	Fuel and Fuels System
Motor de bază	Base Engine





În funcție de rezultatul verificărilor, în dreptul unei categorii pot să apară următoarele simboluri:

\checkmark	Pass	Promovat – valorile (data value) introduse au trecut toate testele de verificare.
?	Warning	Avertisment – mesajele de avertizare apar atunci când o valoare (data value) sau un tip de dată (data type) este incorectă sau nu a fost setată și, în anumite scenarii, este posibil să nu fie utilizată, motiv pentru care acest lucru ar putea fi acceptabil.
		Exemplu: deoarece într-un câmp utilizatorul nu a introdus date, valoarea respectivă este considerată ca fiind nulă.
Ŷ	Comment	Comentariu – comentariile apar atunci când o valoare (data value) este în afara intervalului normal de valori (definit prin valori minime și maxime – doar acolo unde este aplicabil).
	Error	Eroare – în acest caz utilitarul consideră că o valoare (data value) introdusă de către utilizator este greșită, indiferent de scenariul aplicat.
×		Exemplu: neintroducerea unei valori într-un câmp care este obligatoriu, respectiv introducere unei valori greșite, negative sau în afara intervalului de valori.

ATENȚIE! Așa cum s-a menționat anterior, programul software efectuează verificări doar din punct de vedere al calității și cantității, însă <u>utilizatorul este</u> responsabil să se asigure că datele corespund sistemului analizat.

Pas 2 – Corectare erori/Reverificare

Pentru aspectelor corectarea problematice (spre exemplu valoarea umidității specifice - fig. 4.47) se accesează Data → Test Conditions → Edit Steady State Test Data (fig. 4.47) alternativ se pot efectua modificări și accesând Data → Test Conditions → Steady State Test Data Summary (2). După rezolvarea tuturor aspectelor semnalate în urma verificărilor inițiale importantă realizarea este unei reverificări a modelului. În cazul în care toate testele automate de verificare au fost trecute cu succes (\checkmark – fig. 5.46) se poate trece la următoarea etapă, respectiv rularea simulării (run simulation) care presupune efectuarea calcului utilizând modelele matematice implementate.





Selectați această

opțiune

Prompt on

Completion

of Job

4.2.7. Rularea simulării

informare la

finalizarea

calculului

Aşa cum s-a menționat anterior, rularea simulării (**run simulation**) presupune efectuarea calcului utilizând modelele matematice implementate. Pentru a porni simularea este necesară definirea locației de salvare a datelor. Suplimentar, se pot defini aspecte care privesc **solver**-ul (partea din program responsabilă cu efectuarea calcului numeric). În acest scop se accesează **Engine Simulation Solver** din **Solve** → **Solver control** sau apăsând .



Pas 2 – Setări solver

În secțiunea **Solver Settings** (setări solver) se atrage atenția asupra numărului unităților de procesare utilizate (**number of CPUs to use**): acest lucru permite calculul, în paralel, al mai multor cazuri, ceea ce scurtează durata totală a simulării. Se menționează faptul că valoarea implicită pentru numărul unităților de procesare utilizate (**number of CPUs to use**) este 1 și că modificarea ei (în intervalul permis) are efect doar acolo unde procesorul calculatorului dispune de mai multe nuclee de calcul (fig.4.49).



Fig. 4.49 Crearea unui model de motor monocilindric – Engine Simulation Solver – Solver Settings – Selectarea numărului de unități de procesare utilizate

Pas 3 – Pornirea și monitorizarea simulării

Pentru pornirea simulării se va face click pe (**run simulation**). După pornirea simulării, utilizatorul poate urmări evoluția procesului prin accesarea secțiunii **Job Status** (stare sarcină de lucru). Informațiile care pot fi urmărite sunt (fig. 4.50):

Deni	umire
ro	en
Numărul de sarcini active	Number of Active Jobs
Sarcina afișată	Showing Job
Cilindrul afișat	Showing Cylinder
Timp scurs	Elapsed Time
Timp rămas (estimare)	Remaining (estimated)
Grad de finalizare (%)	Complete (%)
Numărul testului	Test Number
Turația (rpm)	Speed (rpm)
Numărul ciclului	Cycle Number
Unghiul de rotație al arborelui cotit (°)	Crank Angle (deg)
Tip sarcină	Јор Туре
Etichetă sarcină	Job Label



X Grid: 11 Y Grid: 29

Fig. 4.50 Crearea unui model de motor monocilindric – Pornirea și monitorizarea simulării

Pas 4 – Efectuare calcul (rulare simulare)

Progresul simulării poate fi urmărit și în ferestrele vizibile în figura 4.51 în care se poate observa pasul de calcul pentru fiecare caz în parte.



Fig. 4.51 Crearea unui model de motor monocilindric – Rulare simulare

Pas 5 – Încărcare rezultate

La finalizarea procesului de simulare, dacă la pasul 1 a fost bifată opțiunea **Display Prompt on Completion of Job** (fig. 4.48) se deschide o nouă fereastră (fig. 4.52) care informează utilizatorul cu privire la acest lucru și permite selectarea pașilor următori. Mai precis, utilizatorul poate alege să încarce rezultatele de tip text (load text results (.mrs) sau load graphics results (.mrs)), respectiv a rezultatelor grafice (load graphics results (.prs)) în utilitarele dedicate (se menționează faptul că aceste utilitare nu se deschid automat). În cazul de față se bifează opțiunile: Load Text Results (.mrs), Load Graphics Results (.mrs)) și (Load Graphics Results (.prs)), iar apoi se apasă pe butonul Load (încarcă).





4.2.8. Vizualizarea rezultatelor







Pas 2 – Rezultate MRS – Vizualizare date

După încărcarea rezultatelor simulării se face click pe **Results Graph** (a) sau **Results** \rightarrow .mrs **Results** \rightarrow **Results Graph** ceea ce va deschide o nouă fereastră de lucru, în care sunt prezentate grafic rezultate preluate din fișierele text. Pentru o vizualizare corectă, după deschiderea ferestrei **Results Graph** se va face click pe **View** \rightarrow **Autoscale** pentru a realiza o adaptare automată a scării graficelor. Pentru exemplificare, în figura 4.54 sunt prezentate:

 Performance Summary (sumar de performanțe) – conține curbele de variație ale puterii (power), momentului motor (torque),





consumului specific efectiv (break specific fuel consumption – BSFC) și presiunii medii efective (Break Mean Effective Pressure – BMEP);

Airflow Summary (Inlet) (sumar privind curgerea aerului pentru limita de pe admisie) – conține curbele de variație ale presiunii la limita de pe admisie (inlet pressure), temperaturii la limita de pe admisie (inlet temperature), presiunii din elementul plenum (plenum pressure) și eficienței umplerii (volumetric efficiency).

Pas 3 – Rezultate MRS – Comparare date

În continuare se propune compararea rezultatelor simulării modelului actual cu cele pentru modelul creat în capitolul 3. În acest scop, se accesează File → Load Results (shuffle) (fig. 4.55). Se сă adăugarea poate constata admisie conductelor de (intake runner/pipe) și de evacuare (exhaust **pipe**) are un efect considerabil asupra performantelor motorului prin prisma unui coeficient de umplere (volumetric efficiency) mărit (fig. 4.55 – AIRFLOW SUMMARY INLET). Se constată însă că, odată cu creșterea turației, diferența dintre cele două modele se reduce. Acest lucru pune în evidență una dintre principalele preocupări în dezvoltarea





motoarelor cu ardere internă, respectiv optimizarea traseului de admisie/evacuare (intake/exhaust tuning) pentru a reduce lucrul mecanic de pompaj (pumping work), respectiv pentru a obține coeficientul maxim de umplere la fiecare turație (volumetric efficiency → traducere ar însemna eficiență volumetrică însă, se evită această noțiune deoarece, în anumite condiții se poate depăși valoarea de 100% ceea ce contravine definiției eficienței). Cercetările din domeniu au pus în evidență faptul că, pentru turații mici ale motorului (low engine speeds) sunt necesare conducte de admisie lungi, iar pentru turații ridicate (high engine speeds) conducte scurte pentru a capta undele de suprapresiune (overpressure wave) de pe admisie și cele de depresiune de pe evacuare (vacuum wave).

Pas 4 – Rezultate MRS – Modificare date afișate

Pentru a vizualiza/modifica datele afișate în **Results Graph** click pe **File** → **Results File Status**, unde sunt puse în evidență fișierele de rezultate utilizate (fig. 4.56).



Fig. 4.56 Crearea unui model de motor monocilindric – Results Graph – Accesare Results File Status

Pas 5 – Rezultate MRS – Modificare aspect

Utilitarul **Results Graph** permite şi modificarea aspectului graficelor prin accesarea **View** → **Axis Scales**, unde se pot seta intervalele de valori de pe cele două axe, respectiv incrementul (fig. 4.57).



Fig. 4.57 Crearea unui model de motor monocilindric – Results Graph – Accesare Axis Scales

Pas 6 – Rezultate MRS – Exportare date

Datele din aceste grafice pot fi exportate sub formă de fișiere text accesând **View** \rightarrow **List Line(s)** (fig. 4.58). În noua fereastră se poate selecta volumul de informație care să fie inclus în fișier prin accesarea List \rightarrow Graph \rightarrow All Graphs. Pentru salvare click pe List \rightarrow Save Text to File.



Fig. 4.58 Crearea unui model de motor monocilindric – Results Graph – Accesare List Line(s)
Pas 7 – Rezultate Text

Alternativ, rezultatele pot fi vizualizate sub formă de text prin accesarea **Results File Text Viewer** ([□]). În noua fereastră de lucru (fig. 4.59) sunt expuse informațiile din fișierul text care conține rezultatele simulării, unde apar informații cu privire la fiecare componentă în parte și la nivel de motor, date de intrare, respectiv rezultate. Utilizatorul poate vizualiza datele de performanță (**performance data**) sub formă tabelară prin click pe **View → Go to Concise Summary**. Astfel, acesta va fi dus direct la zona din fișierul text unde sunt afișate aceste rezultate.

q						Label	Sistem alm	_
🔄 Results File Viewer - C:\Users\NICOLAE VLAD BURNETE\Desktop\/	Proiect PCMAI\0_Indr	□ ×	🗎 Results File Viewer - (:\Users\NICOLAE VLAD	BURNETE\Desktop\Proie	ect PCMAI\0_Indr	- 0	×
File Edit View Help			File Edit View Help					
INPUT DATA		^	Pipe Go to C Inlet : Go to I Exit : Colour Font A	Concise Summary Results ed Display ttributes				^
Cylinder / On Injection /4 31 ROKE / Gasonine Engine								
Bore			Performance Summar	У				
Con-Rod Length 130.00 mm Piston Pin Offset 0.00 Compression Ratio 11.00	Jmm		Eng.Speed [rev/min]	B.Power [kW] B.Tor	que [Nm] BMEP [bar]	BSFC [g/kW/hr] V.Eff. [%]	Converged/Cycles	
Wiebe Heat Release Curve Default Coefficient Coefficient a m 10.000 2.000 Open Cycle Heat Transfer - Annand Default Coeffic Coefficient A B 0.200 0.800 Closed Cycle Heat Transfer - Annand User Specified C Coefficient A B C 0.200 0.800 0.4290E-08 CycleHeat Transfer - Annand User Specified C Coefficient A B C 0.200 0.800 0.4290E-08 C/vinder scavenge model Mixing scavengin Valves 2: Xeroser 2: Valves Coeser 2: 15.0 BTDC Inlet Valve Type Inlet Inlet Valve Coeser 600 Dwell at Max Litt 0.0 deg. Maximum Litt	ts cients g 0 ABDC		$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	38.08 9.58 40.40 10.17 41.42 10.42 41.38 10.41 43.48 10.94 52.38 13.18 52.20 13.14 53.83 13.55 51.05 12.85 43.93 11.06 37.22 9.37	258.33 76.4 Yi 256.41 80.4 Yi 256.650 82.5 Yi 259.07 82.9 Yi 259.45 87.6 Yi 257.87 101.0 260.251 268.26 110.2 268.267 268.28 112.2 272.81 282.79 107.8 295.51 311.12 89.9 Y	es (6) 'es (6) 'es (7) 'es (7) Yes (6) Yes (6) Yes (6) Yes (6) Yes (6) Yes (6) Yes (6) Yes (6) Yes (6)		
Lift Diagram given by Polynomial Curve Detault Fast Valve Number	st 20.0 ATDC	v	Concise Format Summ	nary				
						at la -		
Aller								
E			10 000 0 10 10 10 10					
			e (19) (e (19) e (19)					
eady X Grid: 11	Y Gridt 29							

□ ▲ 由 よ パ デ メ 物 巻 ┣ □ ♀ の ٩ ヽ ■ 2 2 2 0

Fig. 4.59 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate Text

🗈 📾 🖬 🖓 💁 🍨 🕼 🖄 🕷 🗃 🏜 🐔 📰 🖬 🤹

Pas 8 – Rezultate PRS – Încărcare date

Suplimentar față de rezultatele text, utilizatorul poate accesa și rezultate grafice prin intermediul To prs Results Viewer (🔨) (fig. 4.60). Astfel, interfața de lucru a programului software Lotus Engine Simulation se va modifica, trecând la modul de vizualizare grafică a rezultatelor. În cazul în care în această interfată se intră după finalizarea simulărilor, iar în fereastra de informare de la final s-a bifat opțiunea Load Graphics Results (.prs) (încarcă rezultatele grafice (.prs)) (fig. 4.53), datele vor fi deja încărcate. În caz contrar acestea vor trebui adăugate de utilizator prin accesarea Load .prs **Results File** (\mathbb{N}) sau din **Results** \rightarrow .prs Results \rightarrow .prs Files \rightarrow .prs File Add.





Acest lucru îi va permite utilizatorului să selecteze fișierul/fișierele (file/files) din care vor fi încărcate rezultatele.

În partea stângă a acestei interfețe (fig. 4.60) se poate observa modelul creat, iar în dreapta, grafice ale presiunii (**pressure**), temperaturii (**temperature**), debitului masic (**mass flow rate**) și vitezei de curgere (**velocity**) – acestea sunt mărimile implicite (la nevoie, utilizatorul poate modifica mărimile afișate). Suplimentar față de aceste grafice utilizatorul mai poate urmări evoluția presiunii ținând cont de un cod de culori (albastru – presiune scăzută (**low pressure**), roșu – presiune ridicată (**high pressure**)) prin intermediul **Shaded Display** (**U**).

Pentru afișarea de date în aceste grafice utilizatorul trebuie să selecteze elementul/locația din model pentru care dorește vizualizarea de date. Alegerea unui element sau altul este indicată printr-o lupă (fig. 4.60).





Lista de rezultate se poate modifica prin adăugarea (add) si/sau stergerea

(remove sau remove all) de rezultate. După aplicarea opțiunilor dorite se face aplică modificările dorite prin click pe Apply. În cazul de față se va opta pentru o singură turație (single speed).

Pas 10 – Rezultate PRS – Vizualizare date cilindru 1000 min⁻¹

În figura 4.62 sunt puse în evidență rezultatele pentru elementul cilindru (cylinder) la turația de 1000 min⁻¹ (fișierul *.prs1). În graficele din partea dreaptă se pot observa evoluțiile presiunii (pressure) și temperaturii (temperature) în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit (crank angle). se constată că informațiile privind debitul masic (mass flow rate) și viteza de curgere (velocity) lipsesc. Se mentionează faptul că rezultatele afişate sunt valabile doar pentru unul din cazurile de simulare, respectiv single cylinder 1.prs1. Pentru vizualizarea corectă, click dreapta pe

unul din grafice, iar apoi selectați



Fig. 4.62 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Vizualizare date cilindru 1000 min⁻¹

opțiunea Autoscale all Graphs care permite corectarea automată a scării fiecărui grafic în funcție de valoare maximă a mărimii afișate.

Pas 11 – Rezultate PRS – Vizualizare date cilindru 7000 min⁻¹

Prin selectarea **fișierului *.prs13** (**single_cylinder_1.prs13**) și apăsare butonului **Apply** se vor afișa evoluțiile presiunii (**pressure**) și temperaturii (**temperature**) în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit (**crank angle**) pentru elementul cilindru (**cylinder**) la turația de 7000 min⁻¹ (fig. 4.63).



Fig. 4.63 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Vizualizare date cilindru 7000 min⁻¹

Pas 12 – Rezultate PRS – Vizualizare date curgere 1000 min⁻¹

Selectând un element de tip conductă (în cazul de față în apropierea orificiului oferit de supapă) (fig. 4.64) și aplicând Autoscale all Graphs, în graficele din dreapta se vor putea observa evolutiile (pressure), presiunii temperaturii (temperature), debitului masic (mass **flow rate**) si vitezei de curgere (**velocity**) în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit (crank angle). Analiza acestor grafice pune în evidență evolutiile fenomenelor gazo-dinamice din conducte, mai precis în zona orificiului de admisie (intake port), la turația de 1000 min⁻¹. Se constată că, la această turație frecvența oscilațiilor de presiune (pressure oscillations) este



Fig. 4.64 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Vizualizare date curgere 1000 min⁻¹

ridicată. Motivul este timpul mare avut la dispoziție de undele de presiune (**pressure waves**) pentru parcurgerea întregii lungimi a conductelor de admisie. La începutul procesului de admisie, deplasarea pistonului spre PMI (**BDC**) are ca efect o scădere a presiunii din cilindru (**cylinder pressure**), ceea ce duce la inițierea unei unde de depresiune (**vacuum wave**) care se propagă în conducta de admisie. Acest lucru poate fi observat prin scăderea de presiune dintre linia care marchează DSA (linia albastră verticale) și linia galbenă în sensul creșterii unghiului de rotație al arborelui din figura 4.64. Atunci când această undă întâlnește un volum mare (ex. galeria de admisie – **intake manifold**) se va reflecta ca undă de suprapresiune (**overpressure wave**) care, dacă ajunge la cilindru înainte de ÎSA (**IVC**), poate favoriza umplerea cilindrului (**cylinder filling**) și astfel momentul motor (**engine torque**). Captarea undei de presiune mai poartă denumirea de supraalimentare acustică (naturală) (**ram tube charging**). Totodată, se poate observa faptul că, imediat după deschiderea supapelor de admisie și chiar înainte de închiderea lor (**intake valve closing**), debitul este "negativ". Motivul este acela că, în fapt, curgerea are loc în sens invers sensului definit prin săgețile de pe componentele elementului. În cazul unui motor real fluidul motor va curge din cilindru în conducta de admisie, adică în sens invers (**reverse flow**), ceea ce va reduce coeficientul de umplere (**volumetric efficiency**).

Pas 13 – Rezultate PRS – Vizualizare date curgere 7000 min⁻¹

Analog turației de 1000 min⁻¹, la turația de 7000 min⁻¹ se va analiza curgerea prin orificiul oferit de supapa de admisie După (intake port). selectarea elementului de tip conductă (în apropierea orificiului oferit de supapă) (fig. 4.65) se aplică Autoscale all Graphs. Se constată că, la turația de 7000 min⁻¹ frecvența oscilațiilor de presiune (pressure oscillations) este mai redusă în comparație cu turația de 1000 min⁻¹. Motivul este timpul redus avut la dispoziție de undele de presiune (pressure waves) pentru parcurgerea întregii lungimi a conductelor de admisie. Totodată, se poate observa variatia presiunii în momentul





deschiderii supapelor de admisie (**intake valve opening**), eveniment marcat prin intermediul liniei albastre verticale din figura 4.65. Este important de observat faptul că fenomenul de curgere inversă (**reverse flow**) dispare, motivul fiind presiunea mai redusă din cilindru (**cylinder pressure**) în comparație cu presiunea din conducta de admisie (în apropierea orificiului oferit al supapelor de admisie (**intake port pressure**).

Pas 14 – Rezultate PRS – Comparare date curgere 1000 și 7000 min⁻¹

Pentru o mai bună înțelegere a efectului turației asupra fenomenelor gazodinamice din conducte, în figura 4.66 sunt prezentate evoluțiile presiunii (pressure), temperaturii (temperature), debitului masic (mass flow rate) și vitezei de curgere (velocity) în zona orificiului oferit al supapelor de admisie (intake valve port) pentru turațiile de 1000 min⁻¹, respectiv 7000 min⁻¹. Se poate constata că diferă atât frecvența cât și amplitudinea acestor unde, în principal datorită efectului turației asupra presiunii din zona orificiului oferit de supapa de admisie (intake valve port).



Fig. 4.66 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Comparare date curgere 1000 și 7000 min⁻¹

Pas 15 – Rezultate PRS – Vizualizare date conductă

În cazul în care dorește, utilizatorul are posibilitatea de a vizualiza mai multe date despre conducta aleasă (fig. 4.67) prin click dreapta pe grafice și selectând opțiunea **Display Pipe Graphic** (fig. 4.65).

Astfel, se deschide o nouă fereastră de lucru, numită **Pipe Graphical Diplay** în care se poate observa inclusiv discretizarea conductei (**mesh points**) (fig. 4.65). Înainte de a începe analiza se recomandă ajustarea automată a modului de afișare prin click pe **View** → **Autoscale**.

Acolo unde sunt mai multe conducte conectate este posibilă afișarea



Fig. 4.67 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Vizualizare date conductă

acestora prin click pe View → Visibilities → Attached Pipes. Suplimentar, se poate urmări, sub forma unui video, evoluția presiunii în conductă pe parcursul unui ciclu. Pentru pornirea, oprirea etc. a secvenței video se pot utiliza comenzile de control (× + + -1 = + + +).



Fig. 4.68 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Vizualizare animație sistem complet

Pas 17 – Rezultate PRS – Vizualizare animație cilindru

Analog conductelor individuale și modelului complet, programul software oferă posibilitatea de a urmări, sub forma unui video, evoluția presiunii în cilindru pe parcursul unui ciclu prin click dreapta pe grafice și alegerea opțiunii **Display Cylinder Graphic** (fig. 4.69). Înainte de a face acest lucru utilizatorul trebuie să selecteze elementul cilindru pentru care dorește vizualizarea. Pentru pornirea, oprirea etc. a secvenței video se pot utiliza comenzile de control din interfață ($^{-1}$ **II** +1 **> >**). Se face mențiunea că scara graficelor afișate influențează direct scara culorilor.



Fig. 4.69 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Vizualizare animație cilindru

Pas 18 – Rezultate PRS – Exportare date

În cazul în care se dorește analiza datelor într-un alt program software și/sau prezentarea lor sub o altă formă, programul software Lotus Engine Simulation oferă utilizatorului posibilitatea de a extrage aceste date. În acest scop, se face click dreapta pe graficul cu valorile dorite, iar apoi se selectează List Line Values (afișează valorile curbei) (fig. 4.70). Acest lucru deschide o nouă fereastră de lucru (line list) în care sunt prezentate tabelar datele extrase.



🖸 🕘 🔍 🚛 🎬 🔤 🗉 🔛 🛄 🔍 📯 😣 🎠 🍕 🗞

Fig. 4.70 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Accesare List Line Values

🗈 😂 🖬 🚱 🎒 🝷 👍 🖄 👾 💒 📓 📦 🥡 😴 🐜 🕼 🚰 🚰 🦻 🚺 Cylinder 1

Pas 19 – Rezultate PRS – Exportare date

Pentru a salva aceste date sub forma unui fișier text, click pe List → Save Text to File, iar apoi se specifică denumire fișierului și locația de salvare (fig.4.71).



Fig. 4.71 Crearea unui model de motor monocilindric – Rezultate PRS – Accesare Save Text to File

Pas 20 – Rezultate PRS – Revenire la interfața de lucru

În cazul în care se dorește revenirea la interfața de lucru, click pe **To Builder Interface** (**b**) (fig. 4.72).



Fig. 4.72 Crearea unui model de motor monocilindric – Revenire la interfața de lucru