



**Universitatea POLITEHNICA din București**  
Facultatea de Energetică  
Școala Doctorală de Inginerie ENERGETICĂ

## **REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT**

# **EFICIENTIZAREA ENERGETICĂ A PROIECTĂRII ȘI EXPLOATĂRII TURBOMAȘINILOR**

**Autor:** ing. Oana – Maria E. **DUMITRESCU**

**Conducător de doctorat:** Prof. Emerit dr. ing. Dan Nicolae **ROBESCU**

BUCUREȘTI  
2022



Universitatea POLITEHNICA din București  
Facultatea de Energetică  
Școala Doctorală de Inginerie ENERGETICĂ



Decizie CSUD UPB nr. 130 din 17.06.2022

## REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT

# EFICIENTIZAREA ENERGETICĂ A PROIECTĂRII ȘI EXPLOATĂRII TURBOMAȘINILOR

**Autor:** ing. Oana – Maria E. **DUMITRESCU**

**Conducător de doctorat:** Prof. Emerit dr. ing. Dan Niculae **ROBESCU**

### COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. dr. ing. Constantin BULAC	Universitatea POLITEHNICA din București
Conducător de doctorat	Prof. dr. ing. Dan Niculae ROBESCU	Universitatea POLITEHNICA din București
Referent	Prof. dr. ing. Mihai ALBULESCU	Universitatea Petrol – Gaze din Ploiești
Referent	CS I dr. ing. Valentin SILIVESTRU	INCD Turbomotoare COMOTI
Referent	Prof. dr. ing. Carmen GEORGESCU	Universitatea POLITEHNICA din București

București, 2022



## CUPRINS

	T*	R**
<b>Cuprins</b>	i	
<b>Mulțumiri</b>	iii	
<b>Listă de figuri</b>	iv	
<b>Listă de tabele</b>	viii	
<b>Abrevieri, notații și simboluri</b>	x	
<b>CAPITOLUL I – INTRODUCERE</b>	1	4
1.1. Motivație și obiective	2	
1.2. Structura tezei	3	
<b>CAPITOLUL II – STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL TURBOMAȘINILOR RADIALE</b>	5	5
2.1. Generalități suflante	7	
2.2. Principii de proiectare ale suflantelor	8	
2.2.1. <i>Probleme de calcul</i>	11	
2.2.2. <i>Modalități de evaluare a performanțelor</i>	16	
2.3. Studiu bibliografic privind metodele de optimizare ale suflantelor	17	
2.3.1. <i>Metode clasice de îmbunătățire a performanțelor</i>	17	
2.3.2. <i>Metode de optimizate a performanțelor</i>	24	
2.4. Concluzii	32	
<b>CAPITOLUL III – PROBLEME GENERALE DE MODELARE ȘI SIMULARE A CURGERII ÎN TURBOMAȘINI</b>	34	5
3.1. Ecuații de mișcare ce caracterizează curgerea fluidelor	34	
3.2. Discretizare spațială a domeniului de calcul	38	
3.3. Analiza stabilității schemelor numerice	41	
3.4. Modele de turbulență	43	
3.5. Condiții la limită și inițiale	46	
3.6. Concluzii	48	
<b>CAPITOLUL IV – CONTRIBUȚII PRIVIND INFLUENȚA GRILEI DE CALCUL, SCHEMELOR NUMERICE ȘI MODELELOR DE TURBULENȚĂ ASUPRA ANALIZEI NUMERICE</b>	49	6
4.1. Concluzii	59	
<b>CAPITOLUL V – VALIDAREA MODELULUI NUMERIC PE CAZURI CANONICE</b>	61	11
5.1. Analiza numerică corespunzătoare rotoarelor închise	61	11
5.1.1. <i>Determinarea performanțelor rotorului - tip "O"</i>	63	11
5.1.2. <i>Determinarea performanțelor rotorului - tip "B"</i>	69	13
5.2. Analiza numerică corespunzătoare rotoarelor deschise	74	14
5.2.1. <i>Determinarea performanțelor rotorului NASA</i>	74	14
5.2.2. <i>Determinarea performanțelor unui compresor mixt</i>	77	16
5.3. Concluzii	85	
<b>CAPITOLUL VI – CONTRIBUȚII PRIVIND MODELAREA ȘI SIMULAREA CURGERII FLUIDELOR ÎN TURBOSUFLANTE</b>	87	19
6.1. Analiza numerică a suflantei, caz de bază – rotor închis	89	
6.2. Procesul de optimizare al rotorului suflantei	96	
6.2.1. <i>Procesul de dimensionare 1D</i>	97	20
6.2.2. <i>Procesul de dimensionare 2D</i>	110	24
6.3. Analiza numerică a candidatului optim pentru cele 2 cazuri: 1D și 2D	121	
6.3.1. <i>Dimensionare 1D – candidatul 500_C2_MOGA</i>	122	
6.3.2. <i>Dimensionare 2D – candidatul 500_C1_Screening</i>	124	
6.3.3. <i>Analiza comparativă a simulărilor numerice</i>	127	26
6.4. Concluzii	131	

<b>CAPITOLUL VII – VALIDAREA MODELĂRII NUMERICE PRIN INTERMEDIUL CERCETĂRII EXPERIMENTALE</b>	134	31
7.1. Validare model – caz I	134	31
7.2. Validare model – caz II	138	32
7.3. Eficientizare energetică	144	35
7.4. Concluzii	145	
<b>CAPITOLUL VIII – CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI PERSPECTIVE DE VIITOR</b>	147	35
8.1. Concluzii generale	147	
8.2. Contribuții personale	149	38
8.3. Direcții de cercetare în viitor	150	39
<b>ANEXA 1</b>	151	
<b>LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE</b>	162	40
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	164	41

T\* – teza

R\*\* – rezumat

**Cuvinte cheie:** eficientizare energetică, turbomașini radiale, randament isentropic, CFD, algoritmi genetici, corelația parametrilor

## CAPITOLUL I

### INTRODUCERE

Tendința actuală în industria energetică este de a crește și a îmbunătăți eficiența energetică la nivel global, prin reducerea pe cât posibil a costurilor de operare și mentenanță a echipamentelor generatoare de energie (turbosuflante, compresoare centrifugale de aer, compresoare cu șurub, expandere, etc.) dar și a minimizării pe cât posibil a emisiilor poluante. De asemenea, datorită ratei de creștere a natalității la nivel global și implicit a intensificării cererilor din industria de petrol și gaze, companiile producătoare de energie se confruntă cu o creștere alarmantă a consumului de energie, și totodată, cu necesitatea de reducere a deșeurilor, în special dioxidul de carbon ( $\text{CO}_2$ ) și oxizii de azot ( $\text{NO}_x$ ), cu impact direct asupra schimbărilor climatice sau a încălzirii globale.

Turbomașinile joacă un rol important într-un domeniu foarte larg, de la aer condiționat și ventilație, până la propulsie marină și aeronautică, iar acest lucru se datorează compactității și fiabilității acestora. Însă cerințele tot mai stricte din industrie, atât ale clienților ce își doresc turbomașini cât mai performante, cât și a reglementărilor de mediu tot mai stricte conduc la necesitatea schimbării sau modificării acestora.

Printre cele mai populare echipamente producătoare de energie cu o eficiență ridicată a punctului de funcționare, raportată la o emisie redusă a deșeurilor poluante sunt suflantele/compresoarele centrifugale. Deși aceste echipamente sunt deseori suprasolicitate (randament mai scăzut, mentenanță, reparații etc.), costurile provenite din producerea energiei le depășesc pe cele aferente întreținerii echipamentelor, iar acest lucru reprezintă o piață extrem de profitabilă pentru domeniul energetic, și mai ales în utilizarea suflantelor centrifugale. Datorită acestui segment de piață, producătorii de suflante centrifugale au în vedere un proces perpetuu de îmbunătățire a acestor echipamente prin creșterea randamentului energetic și a reducerii emisiilor poluante, proces susținut și de Comisia Europeană, ce își propune dezvoltarea unor strategii noi la nivelul Uniunii Europene, pentru reducerea emisiilor cu până la 55% până în 2030 (*European Commission, 2020*).

Astfel, la momentul actual, prioritatea principală este stabilirea unor tehnici de economisire a energiei pentru a minimiza consumul energetic asociat cu exploatarea lor, stabilirea de noi concepte care utilizează noi tehnologii de fabricație și asamblare, dar și deschiderea perspectivei unei optimizări neconvenționale, cum ar fi cea robustă, care să țină cont de variațiile geometrice și de montaj, din fabricație.

Una din metodele de optimizare a eficienței energetice a mașinilor paletate rotative este utilizarea analizei CFD; tehnică bine pusă la punct de toate industriile, care se bazează pe studierea problemelor dinamicii fluidelor. Aceste analize pot asigura optimizări tehnologice ale echipamentului la nivelul componentelor și sunt capabile să definească performanțele și implicit randamentul energetic. Mai mult, scurtează procesul de evaluare al componentelor gazo-dinamice proiectate.

Prezenta lucrare își propune să contribuie la eficientizarea energetică a unei categorii aparte de turbomașinilor, și anume suflantele centrifugale. Acestea reprezintă unele dintre cele mai versatile și fiabile echipamente de aer, fiind concepute pentru a funcționa într-o varietate de

medii și aplicații. Având o aplicabilitate foarte mare în diverse domenii de interes, reprezintă echipamente importante ce pot fi optimizate, asigurând astfel competitivitatea pe piață și respectarea normelor de mediu. Prin urmare, teza prezentă are ca obiectiv principal eficientizarea energetică a acestor echipamente prin creșterea performanțelor și a gamei de operare; iar pentru atingerea acestui obiectiv s-a avut în vedere optimizarea rotorului prin intermediul algoritmilor genetici; proces ce a presupus maximizarea eficacității funcției obiectiv, minimizarea numărului de grade de libertate, dar și minimizarea efortului computațional în procesul de optimizare aerodinamică a mașinilor radiale.

Pentru realizarea acestui obiectiv general s-a avut în vedere stadiul actual al cercetării în domeniul turbomașinilor radiale, pe baza căruia a fost dezvoltată o metodologie de proiectare și optimizare a rotoarelor centrifugale, cuplând cu aceste procese analiza numerică CFD (atât model inviscid, cât și RANS 3D vâcos), modele liniarizate obținute cu modele neuronale, validarea CFD – experimental (cazuri canonice și cazuri proprii) și identificarea parametrilor geometrici cu impact maxim asupra funcției obiectiv.

## **CAPITOLUL II**

### **STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL TURBOMAȘINILOR RADIALE**

În proiectarea unei suflante este necesară cunoașterea fenomenelor extreme ce pot afecta funcționarea acesteia (pompaj și blocaj), corelarea procesului de proiectare cu procesul de fabricație (echipamentele folosite) și de modalitățile de reducere a costurilor de fabricație. Proiectarea inițială începe întotdeauna cu cerințele clienților sau cerințele analizei de marketing. În etapele preliminare de proiectare ale unei suflante, se folosesc relațiile fundamentale de dimensionare a turbomașinilor, asociate cu corelații empirice pentru realizarea de conexiuni între randament și parametrii globali, precum coeficientul de curgere, jocul la vârf etc. și parametrii ce stabilesc dimensiunile componentelor.

Astfel, prima parte a acestui capitol abordează principiile de proiectare, modalitățile de evaluare a performanțelor, împreună cu factori și fenomenele ce limitează acest proces; în timp ce partea a doua, prezintă un studiu bibliografic privind metodele tradiționale de proiectare al unei suflante, cât și al metodelor de optimizare bazate pe tehnicile CFD împreună cu algoritmilor genetici și rețele neuronale artificiale.

## **CAPITOLUL III**

### **PROBLEME GENERALE DE MODELARE ȘI SIMULARE A CURGERII PRIN TURBOMAȘINI RADIALE**

În acest capitol, este descrisă succint metodologia necesară realizării unei simulări numerice atunci când există definită o geometrie de calcul. Principala etapă, a unei astfel de analize, este definirea modelului matematic corespunzător aplicației fizice studiate. În funcție

de complexitatea fenomenelor implicate și de resursele de calcul disponibile, modelul ales corespunde unui anumit nivel de aproximare a realității. Următoarea etapă o reprezintă discretizarea spațială a domeniului de calcul și stabilirea schemei numerice. În funcție de complexitatea geometrică se alege tipul grilei (structurată, nestructurată, hibridă) și caracteristicile corespunzătoare, în funcție de ce se așteaptă de la problema analizată.

Înainte de a avansa cu etapele de calcul, grila și schema numerică trebuie să fie analizate astfel încât acestea să asigure stabilitatea și precizia soluției, iar pentru a realiza acest lucru sunt evaluate criteriile de consistență, stabilitate și convergență. Un alt rol important în procesul de simulare numerică îl ocupă modelarea turbulenței, prin intermediul căreia se poate obține o soluție corectă și precisă. Modelele de turbulență folosite în descrierea acestui fenomen, sunt la rândul său limitate de puterea de calcul disponibilă. La momentul actual, în aplicațiile ingineresti, cele mai folosite modele sunt cele cu două ecuații de transport, ce permit atât calculul energiei cinetice turbulente, cât și al disipației turbulente. O ultimă etapă este dată de stabilirea condițiilor la limită și inițiale. Alegerea acestor condiții depinde de datele cunoscute ale problemei și de condițiile de funcționare ale modelului.

Metodele prezentate în acest capitol au fost aplicate la modelarea și simularea curgerii fluidului printr-o turbosuflantă, în scopul obținerii unor performanțe energetice superioare.

## CAPITOLUL IV

### **CONTRIBUȚII PRIVIND INFLUENȚA GRILEI DE CALCUL, SCHEMELOR NUMERICE ȘI TURBULENȚEI ASUPRA ANALIZEI NUMERICE**

Studiul corespunzător acestui capitol, prezintă influența grilei de calcul, a schemelor de discretizare și a modelelor de turbulență asupra obținerii unei soluții converge și calitative, corespunzătoare unui rotor radial. Validarea sensibilității parametrilor implicați în procesul de simulare numerică, joacă un rol important în stabilirea unui nivel de acuratețe cât mai mare între modelarea CFD și validarea experimentală. Un prim avantaj oferit de modelările numerice constă în obținerea unei soluții inițiale/finale mult mai rapid decât metodele experimentale, ceea ce implică timp de calcul, dar și costurile mult mai mici.

Pentru a determina influența factorilor menționați mai sus, au fost realizate modelări numerice pentru un compresor centrifugal cu un grad de comprimare 14:1; compresor folosit pentru motorul cu detonație TIDE (*Drăgan, et al., 2018*).

Discretizarea spațială a domeniului a fost realizată utilizând software-ul comercial Autogrid/Numeca, folosind o grilă structurată multi-block. Pentru alegerea unei dimensiuni a grilei care să conducă la convergența cazului, cu erori de discretizare minime, a fost elaborat un studiu privind influența dimensiunii grilei asupra performanțelor rotorului, folosind patru rezoluții diferite: 0.7 milioane, 1.5 milioane, 5 milioane și 9 milioane. Un parametru important în evaluarea calității grilei îl constituie  $y^+$  (mărimă adimensională corespunzătoare primei celule la perete); distribuția acestui parametru pentru butuc și paletele rotorului se regăsește în Fig. 4.1, având o valoare maximă în jur de 1 pentru toate cele patru dimensiuni ale grilei; valoarea fiind considerată potrivită pentru modelele de turbulență utilizate în continuare.



Modelele de turbulență aplicate fiind Spalart Allmaras (*SA*),  $\nu 2f$ , Shear Stress Transport (*SST*) și modelul Explicit Algebraic Reynolds Stress Model (*EARSM*). Un alt aspect analizat este importanța schemelor de discretizare numerică, mai exact: scheme de ordinul doi upwind și centrat.

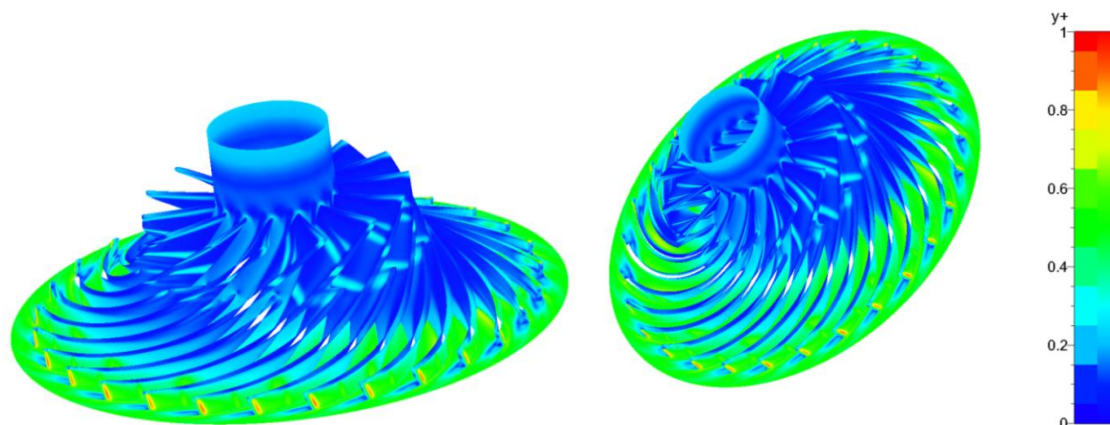


Fig. 4. 1 – Distribuția lui  $y^+$  pe paletele rotorului și butuc

Punctul de operare al rotorului, studiat în această etapă, a fost ales pentru a asigura convergența într-o măsură rezonabilă pentru toate modelelor analizate; astfel a fost utilizată turația corespunzătoare punctului nominal, și anume 58000 rpm. Pentru obținerea convergenței soluției, reziduurile au fost monitorizate, împreună cu debitul masic dintre intrare și ieșire, precum și alți parametri de interes.

Principalele condiții la limită impuse pentru definirea domeniului fiind: fluidul de lucru – gaz ideal; *Intrarea în domeniu* - presiunea totală: 101353 Pa, temperatura totală: 300 K; *Ieșirea din domeniu* - debit: 1.65 kg/s.

În stabilirea influenței grilei, au fost aleși ca parametri de comparație a performanțelor: gradul de comprimare și randamentul isentropic al rotorului. Figura 4.2 prezintă impactul modelelor de turbulență și al schemei de discretizare asupra gradului de comprimare al rotorului. Mai mult de atât, se observă diferențele de stabilitate atât de la o dimensiune a grilei la altă, cât și între modelele de turbulență. Modelele *EARSM* și  $\nu 2f$  supraestimează presiunea la ieșire din rotor, cu mult față de restul modelelor; însă pe măsură ce dimensiunea grilei crește această instabilitate numerică se observă pentru toate modelele de turbulență și schemele numerice. Pentru modelul *SA* cel mai verosimile rezultate le oferă analiza URANS corespunzătoare grilei de 1.5 milioane și schemă centrată de discretizare. Modelul *SST* la rândul său subestimează presiunea, în special pentru cazurile în care dimensiunea grilei crește peste 1.5 milioane.

În Figura 4.3 sunt definite histogramele ce reprezintă evoluția randamentului isentropic pentru cele patru modele de turbulență. Modelul *EARSM* și  $\nu 2f$  supraestimează gradul de comprimare și implicit randamentul isentropic, indiferent de rezoluția grilei și schema de discretizare numerică. Comparând cele două modele rămase, *SA* și *SST*, se observă că pentru dimensiunea grilei de 0.7 mil. performanțele rotorului sunt mai ridicate, comparativ cu restul rezoluțiilor; sugerând o supraestimare a valorilor datorată dimensiunii grosiere a grilei, ce conduce la incapacitatea de a determina cât mai precis parametrii de interes. În cazul modelului

de turbulență SA, schema centrată pentru grila de 0.7 mil. supraestimează randamentul isentropic, cu până la 0.65% față de schema upwind.

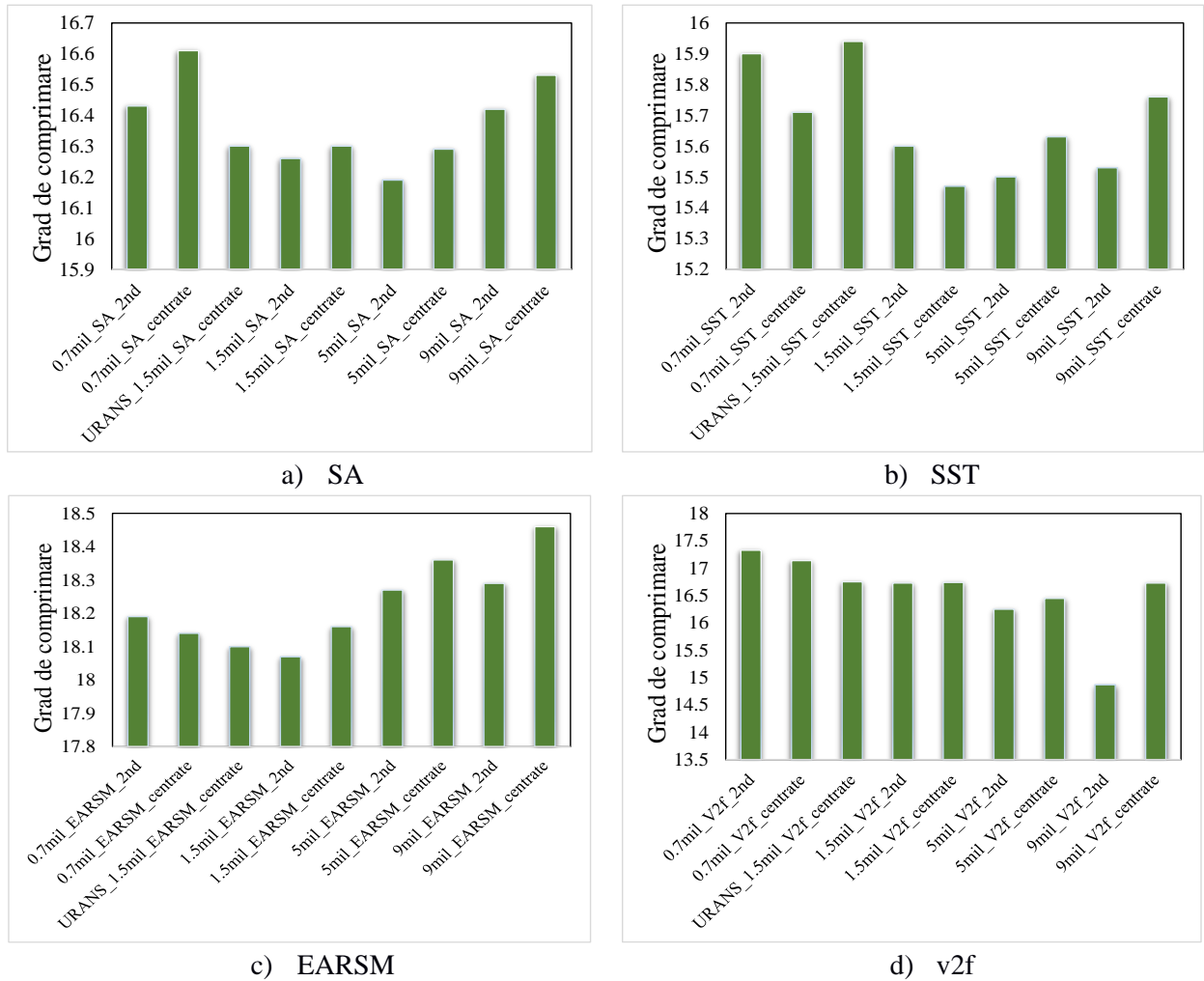


Fig. 4. 2 – Histograme reprezentând gradul de comprimare pentru diferite dimensiuni ale grilei, modele de turbulență și scheme numerice

Potrivit rezultatelor obținute, creșterea excesivă a numărului de elemente conduce la apariția unor instabilități numerice în curgere, astfel o grilă de 1.5 milioane de elemente/canal este considerată a fi suficientă pentru a surprinde fenomenele ce se dezvoltă în rețeaua unui rotor centrifugal.

Figurile 4.4 și 4.5 prezintă variația gradului de comprimare și a randamentului isentropic pentru această dimensiune a grilei, și anume 1.5 milioane de elemente, corespunzătoare analizei RANS. Histogramele compară atât modelele de turbulență, cât și și cele două tipuri de scheme numerice de discretizare: ordinul doi upwind și scheme centrate. Modelul de turbulență EARSM supraestimează performanțele rotorului, comparativ cu restul modelelor, atât în determinarea gradului de comprimare, cât și a randamentului. Fiind singurul model ce se comportă diferit pentru ambele scheme de discretizare numerică, s-a constatat că pentru cazul studiat, modelul EARSM nu poate determina în mod corespunzător performanțele rotorului. De asemenea, v2f este un alt model ce conduce la obținerea unor valori mai ridicate ale randamentului isentropic, mult mai apropiate de EARSM, în special pentru schemele centrate.

Modelele SA și SST estimează randamentul în vecinătatea aceiași valori, în timp ce modelul SST subestimează gradul de comprimare pentru ambele scheme numerice.

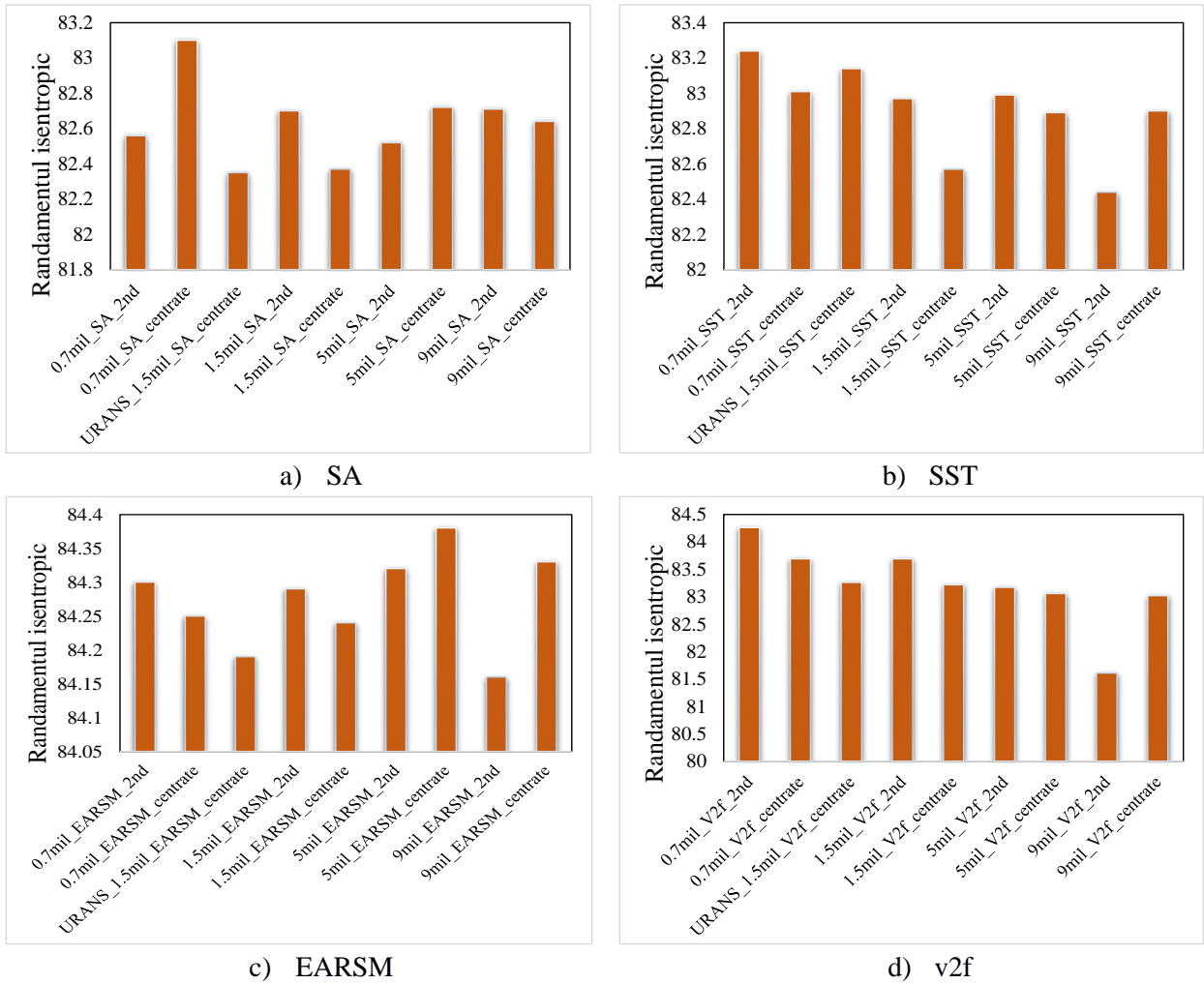


Fig. 4. 3 – Histograme reprezentând randamentului isentropic pentru diferite dimensiuni ale grilei, modele de turbulență și scheme numerice

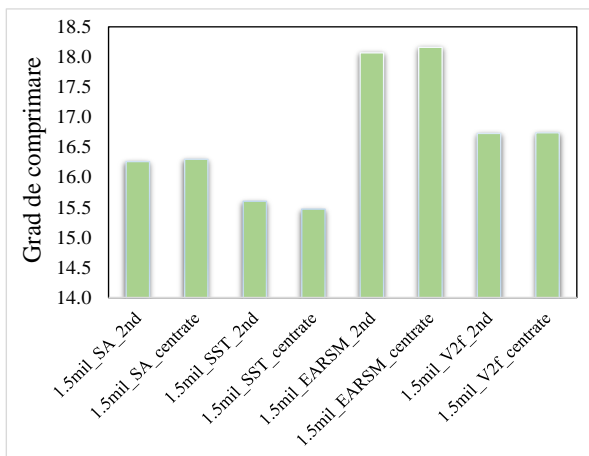


Fig. 4. 4 – Gradul de comprimare al rotorului, modelul RANS (dimensiunea grilei 1.5 milioane)

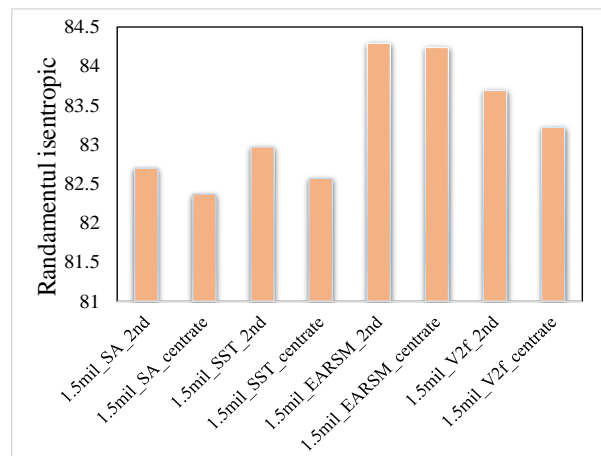


Fig. 4. 5 – Randamentul isentropic al rotorului, modelul RANS (dimensiunea grilei 1.5 milioane)

Un alt aspect important în evaluarea performanțelor unui rotor este dat de puterea consumată. În urma modelărilor numerice realizate, s-a constatat că corelația dintre cuplu specific rotorului, gradul de comprimare și randament depinde de modelul de turbulență folosit și variază odată cu modificarea acestuia; în timp ce dimensiunea grilei de calcul are un impact mai mic asupra performanței rotorului, după cum se observă și în Fig. 4.6 – 4.7.

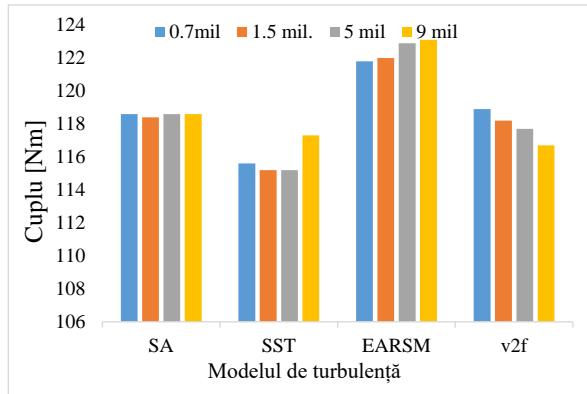


Fig. 4. 6 – Cuplu rotorului, model RANS, schema centrată

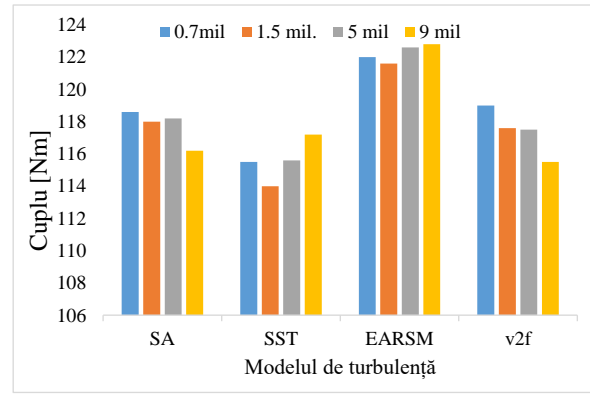


Fig. 4. 7 – Cuplu rotorului, model RANS, schema upwind de ordin doi

În evaluarea modelului numeric aplicat a fost studiată și influența schemelor numerice de ordinul al doilea, upwind și centrate. Rezultatele obținute în estimarea gradului de comprimare sunt apropiate ca valori pentru cele două scheme, diferența majoră apare odată cu creșterea rezoluției grilei de calcul peste 1.5 milioane de elemente. Pentru estimarea randamentului isentropic, în majoritatea cazurilor schemele upwind supraestimează valoarea acestuia; în timp ce pentru ambele scheme numerice modelul *EARSM* conduce la obținerea unor performanțe ale rotorului mult mai ridicate.

Un ultim criteriu ce trebuie menționat, îl reprezintă modelul de turbulență. Dintre cele patru modele, diferențele majore s-au obținut pentru modelul *EARSM*, supraestimând atât gradul de comprimare, cât și randamentul isentropic. Datorită diferențelor mari dintre acesta și restul modelelor aplicate, s-a considerat că pentru o astfel de aplicație modelul nu estimează corespunzător performanțele rotorului.

Criteriile avute în vedere în acest capitol reprezintă o parte esențială a metodei ce conduce la analiza numerică CFD. Aducerea acestor etape la un nivel care să asigure o precizie cât mai ridicată a analizei RANS este esențială pentru domeniul turbomașinilor, în special pentru cazurile dependente de efortul computațional. Astfel, această analiză pe lângă stabilirea unor condiții care să conducă la rezultate cât mai precise, reduce efortul de proiectare prin metode de calcul corecte care să nu implice costuri exagerate, dar oferă și control asupra unor elemente de detaliu ce pot reduce costurile de fabricație a componentelor.

Concluziile acestui capitol, accentuează importanța cunoașterii metodelor numerice utilizate în simularea curgerii în turbomașini, înainte de începerea analizei propriu-zise. Este esențial ca în funcție de condițiile de lucru ale mașinii (turație, grad de comprimare etc.), domeniul de utilizare și capacitatea de calcul, să se stabilească ce se așteaptă de la analiza respectivă și care sunt limitele în care aceasta poate fi realizată, astfel încât să reflecte cât mai mult posibil condițiile reale de funcționare.

## CAPITOLUL V

### VALIDAREA MODELULUI NUMERIC PE CAZURI CANONICE

În vederea verificării etapelor procesului de modelare numerică, este necesară validarea modelului matematic aplicat, astfel încât acesta să prezinte cât mai precis posibil realitatea. Acest capitol are ca scop validarea analizelor numerice realizate în cadrul prezentei lucrări.

Pentru îndeplinirea acestui obiectiv au fost analizate studii din literatura de specialitate, în care sunt prezentate atât configurații geometrice ale unor compresoare centrifugale, cât și datele experimentale obținute în urma testării acestora. Datele experimentale prezentate în studiile din literatură au fost comparate cu rezultatele obținute în urma analizei CFD, analiză realizată de către autoarea prezentei teze. Dacă în capitolul anterior se prezintă pe un studiu de caz etapele necesare realizării unei modelări numerice, împreună cu cele mai optime caracteristici ale fiecărei etape, acest capitol pune accent pe metoda descrisă anterior și aplicabilitatea ei pentru diverse configurații geometrice.

Pentru a obține rezultate cât mai precise, care să înglobeze o gamă cât mai largă de configurații și domenii de lucru au fost studiate atât rotoare închise, cât și rotoare deschise; pentru majoritatea cazurilor studiate fiind realizată întreaga caracteristică de funcționare a compresorului respectiv.

#### 5.1. Analiza numerică corespunzătoare rotoarelor închise

Primele două cazuri, prezintă rotoare ce aparțin studiilor lui Eckardt, iar mărimile geometrice corespunzătoare acestora se regăsesc în (Oh, Yoon, & Chung, 1997). Principalele diferențe dintre aceste două cazuri sunt date de lungimea pe direcție axială (tip “O”: 130 mm, tip “B”: 84.2 mm) și de poziția paletelor la intrarea în rotor. Pe baza acestor date, geometria 3D a fost generată și utilizată ulterior pentru modelarea numerică.

Datele de intrare folosite pentru simulările numerice fiind: *Domeniu de Intrare*: presiune totală 101353 Pa, temperatură totală 288.15 K, *Domeniu de Ieșire*: debit, ce variază pentru fiecare punct de lucru. De asemenea, analizele au fost realizate pentru diferite turații ale rotorului, și anume: 10000 rpm, 12000 rpm, 14000 rpm și 16000 rpm.

##### 5.1.1. Determinarea performanțelor rotorului – tip “O”

Figura 5.1, prezintă caracteristica de comprimare a rotorului, evidențiind atât rezultatele simulărilor numerice, cât și datele experimentale corespunzătoare diferitelor puncte de lucru. Datele menționate cu “*\_picCFD*” sunt date obținute în urma simulării numerice de către autoare, iar cele definite ca “*\_picExp*” sunt preluate din lucrarea (Oh, Yoon, & Chung, 1997). Compararea metodelor de evaluare a performanțelor rotorului, arată că diferențele variază în funcție de condițiile de funcționare, crescând pentru turații ridicate ce implică rapoarte de presiune mai mari. Pentru fiecare turație studiată, comparația CFD – experimental indică faptul că: în prima parte a punctelor de operare diferențele dintre cele două analize sunt mici, de până la 4%, în timp ce în a doua jumătate abaterile cresc rapid, valoarea erorii dublându-se pentru unele cazuri. Principalii factori ce conduc la această creștere sunt turația și debitul. Creșterea

debitului, conduce la majorarea diferenței, același lucru fiind valabil și pentru turație. Pentru cea mai mare turație și debit, diferența dintre cele două metode de evaluare fiind de 8.22%.

În ceea ce privește caracteristica randamentului, aceasta este prezentată secvențial, pentru fiecare turație în parte, deoarece diferențele dintre valori sunt foarte mici; majoritatea randamentelor variind în gama (80 – 90%), iar debitul între (2 – 5.5 kg/s). În acest caz, diferența cea mai mare, între cele două metode de evaluare, se obține pentru turația cea mai mică (10000 rpm – 7.88%) și scade odată cu creșterea acesteia (16000 rpm - 0.7%). Reprezentarea grafică a datelor se regăsește în Fig. 5.2.

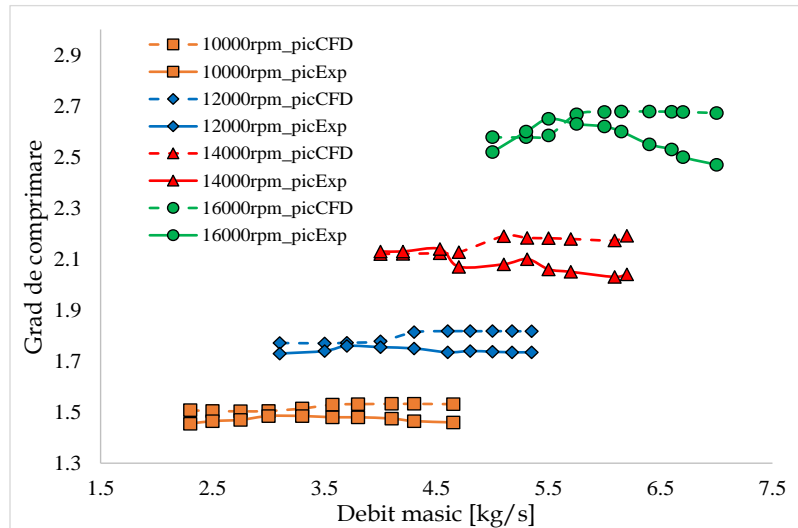


Fig. 5. 1 – Caracteristica de comprimare a rotorului de tip ‘O’

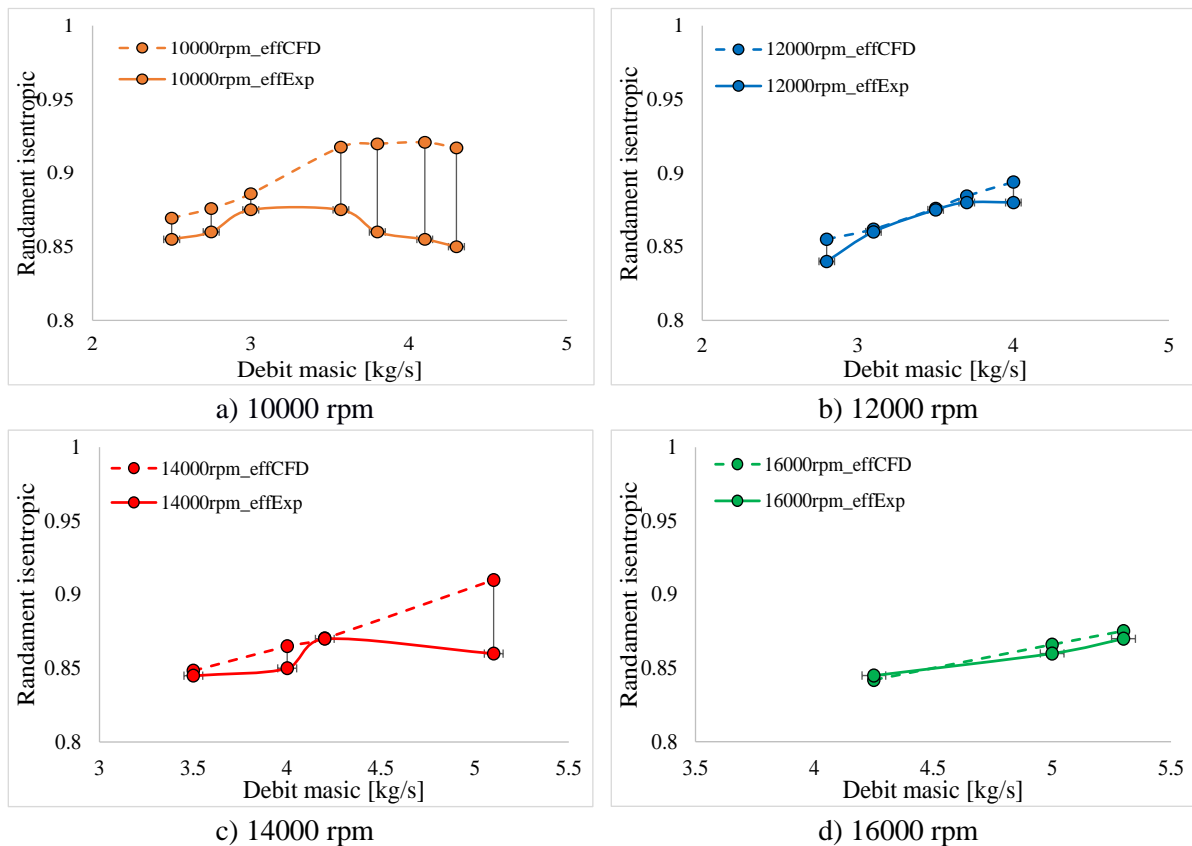


Fig. 5. 2 – Variația randamentului isentropic în funcție de debit, pentru cele 4 turații de lucru

### 5.1.2. Determinarea performanțelor rotorului – tip “B”

Caracteristica de comprimare a rotorului de tip “B” este trasată în Fig. 5.3. Dacă în cazul rotorului de tip “O” în prima parte a intervalului de operare, al fiecărei turații, diferențele dintre experiment și CFD sunt mai mici, pentru acest rotor lucrurile sunt chiar opuse, prima parte a intervalului înregistrând diferențe mai ridicate; excepție făcând turația de 10000 rpm. Pentru turația de 10000 rpm se obține cea mai precisă evaluare, cu diferențe de sub 2.5%, pentru 57% dintre cazuri. Din Fig. 5.3 se observă că pentru restul turațiilor de lucru 12000 – 16000 rpm, diferențele scad pe măsură ce debitul crește. Un aspect considerat anormal este dat de modificarea pantei corespunzătoare cazurilor CFD, și anume, dacă pentru primele trei debite analiza CFD supraestimează gradul de comprimare, pentru cel de-al patrulea punct valoarea este subestimată.

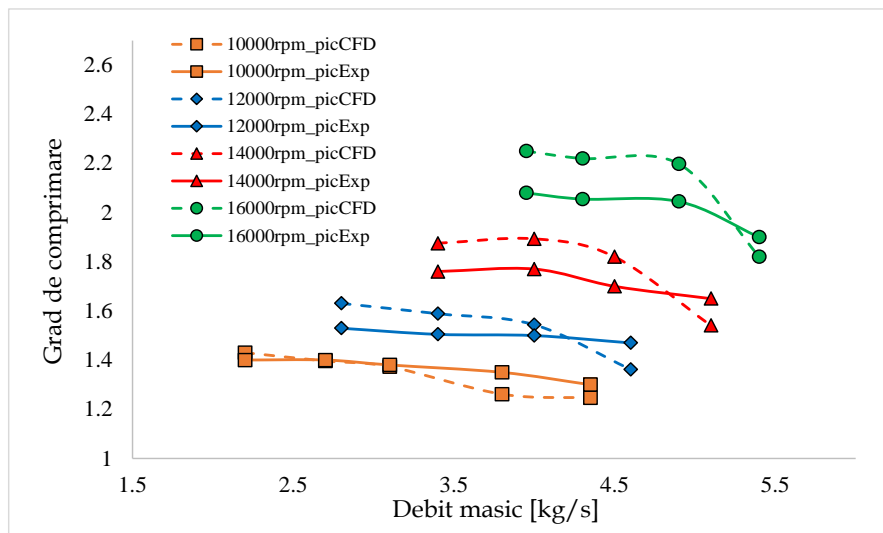
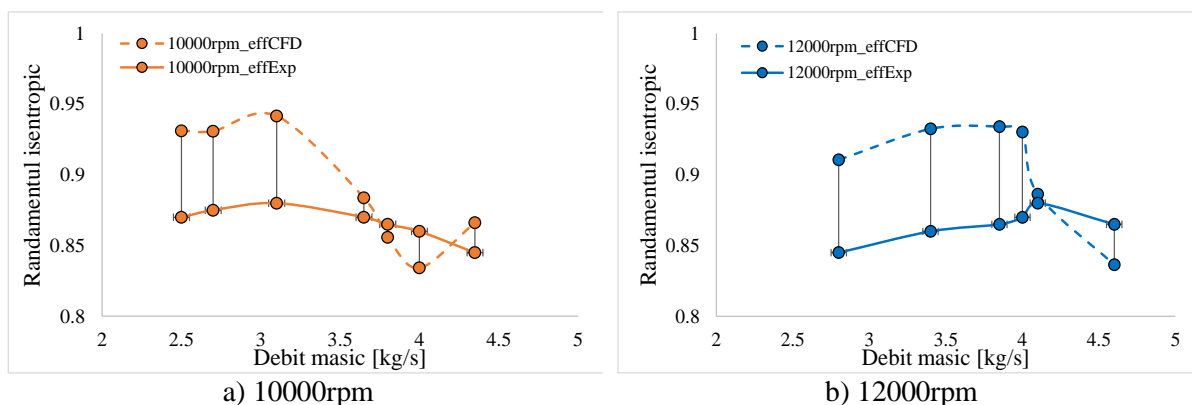


Fig. 5. 3 – Caracteristica de comprimare a rotorului de tip “B”

Modelarea numerică supraestimează valoarea randamentului, pentru toate cele patru turații, după cum reiese și din Fig. 5.4. De asemenea, se păstrează aceeași situație anormală de subestimare a valorilor pentru debitul maxim, corespunzătoare turațiilor de la 12000 rpm la 16000 rpm. Creșterea turației conduce la erori mai mari, pentru turația de 14000 rpm obținându-se cea mai mare diferență, și anume 8.93%. Pe măsură ce debitul crește, această valoare scade până la 2.83%. Acest lucru este valabil și pentru turația de 16000 rpm, unde diferențele dintre CFD și experimental scad odată cu creșterea debitului.



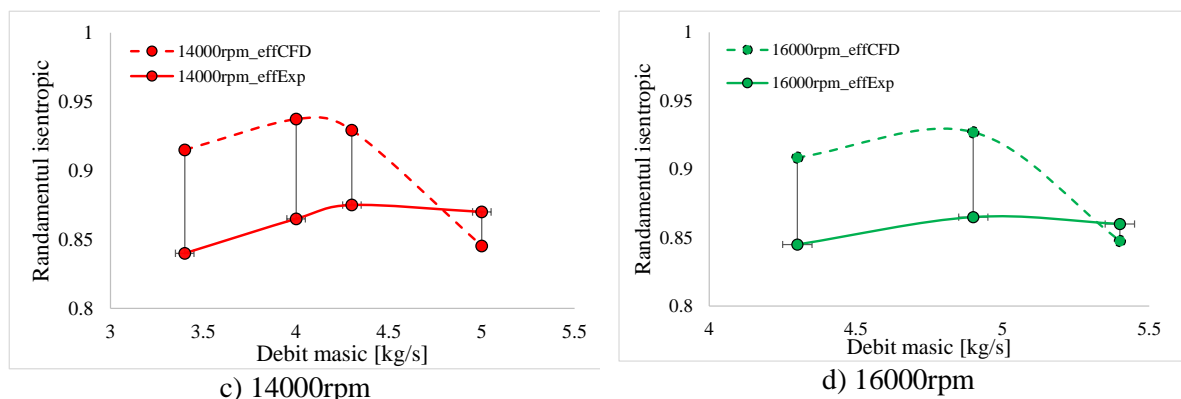


Fig. 5. 4 – Variația randamentului isentropic în funcție de debit, pentru cele 4 turații de lucru

Pentru ambele rotoare analizate, s-a menținut: o dimensiune a grilei cât mai apropiată (fiind generată folosind aceleași considerente: rată de creștere, dimensiunea primei celule la perete, număr de celule pe înălțime etc.), modelul de turbulență, schema numerică, condițiilor la limită, precum și aceeași modalitate de evaluare a convergenței. Astfel, s-a constatat că forma rotorului și dimensiunile acestuia influențează rezultatele obținute în urma analizei CFD.

Pentru aceste prime două rotoare, s-a stabilit că diferențele dintre cele două modele de evaluare nu sunt foarte mari. Dacă în cazul rotorului de tip “O”, presiunea totală este supraestimată în timp ce randamentul este estimat corespunzător, pentru rotorul de tip “B” ambii parametri sunt supraestimați. În evaluarea randamentului, pentru rotorul de tip “B”, diferențe mai ridicate apar în cazul punctelor inferioare ale liniei de lucru și scad odată cu creșterea debitului. Această situație este contrară pentru rotorul de tip “O”; conducând la o neconcordanță între cele două cazuri ce poate fi atribuită diferențelor geometrice ale paletei la intrarea în rotor.

## 5.2. Analiza numerică corespunzătoare rotoarelor deschise

### 5.2.1 Determinarea performanțelor rotorului de turație mică (NASA)

Primele două configurații analizate fac parte din categoria rotoarelor închise, astfel pentru a extinde gama de validare CFD – experimental, a fost studiat și rotorul deschis, fiind analizate trei cazuri: un rotor de turație scăzută și un compresor mixt, pentru două valori distincte ale jocului la vârf (0.5 mm și 0.9 mm). Rotorul de turație scăzută a fost dezvoltat și testat la Centrul de Cercetare Lewis NASA, iar pentru generarea geometriei tridimensionale a rotorului, datele geometrice au fost preluate din lucrarea (Hataway, 1993).

Punctul de operare și proiectare al acestui rotor este pentru turația de 1862 rpm și 30 kg/s. În Figura 5.5 fiind definită linia de lucru corespunzătoare acestei turații, realizată pe baza datelor experimentale și a rezultatelor analizei CFD. Pentru ambii parametri, grad de comprimare și randament isentropic, diferențele dintre metodele de evaluare a performanțelor sunt mici, sub 4%, datorate imposibilității de a analiza numeric exact condițiile din experiment. În cazul gradului de comprimare, diferențele dintre datele experimentale și rezultatele CFD sunt sub 1%. Modelul numeric aplicat determinând cu mare precizie valorile presiunii de ieșire raportate și în experiment.



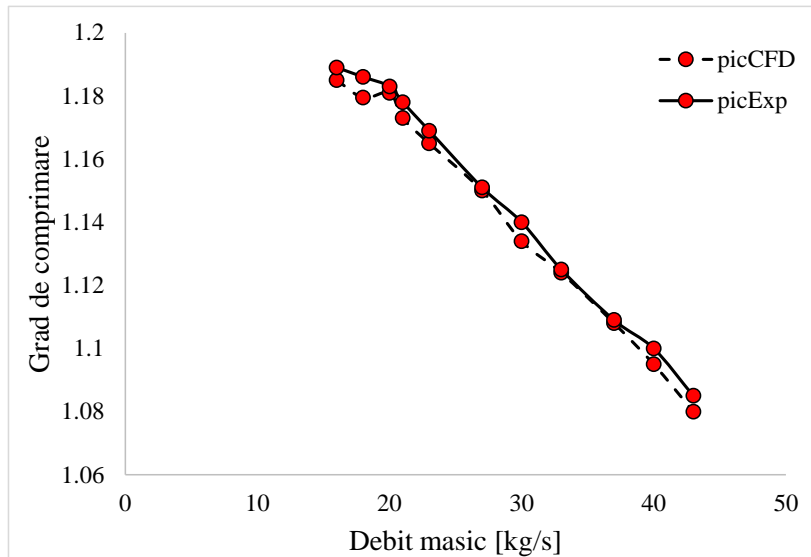


Fig. 5.5 – Caracteristica de comprimare a rotorului

În ceea ce privește evaluarea randamentului, comparat în Fig. 5.6, cea mai mare diferență este obținută pentru debitul de 16 kg/s și anume 3.3%. Dintre cele unsprezece puncte de operare evaluate atât CFD, cât și experimental, pentru opt se obțin diferențe sub 1%; iar pentru restul valoarea maximă fiind de 3.31%.

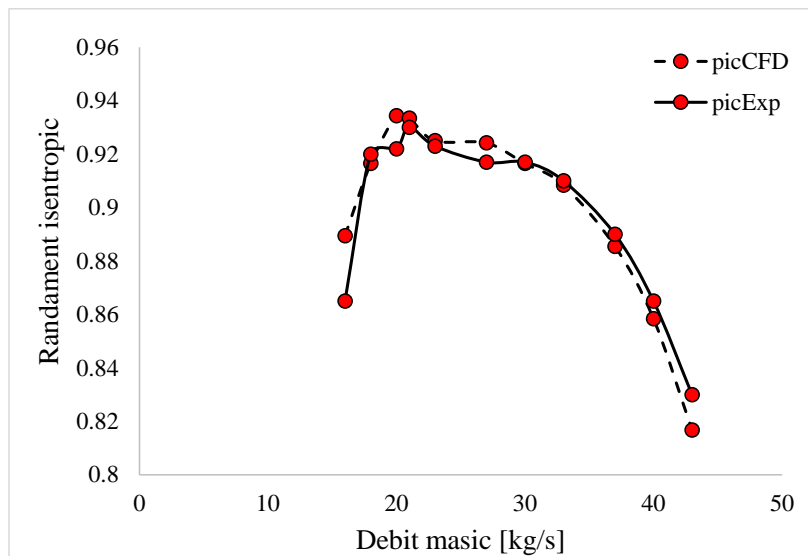


Fig. 5.6 – Variația randamentului isentropic pentru linia de lucru principală

Scopul acestui caz, a fost acela de a determina dacă pentru o turație și un grad de comprimare mai mic, performanțele rotorului sunt estimate, prin intermediul analizei numerice, cu o precizie mai mare. Conform rezultatelor obținute, având diferențe sub 3%, putem susține acest lucru, dar doar pentru turația nominală. În urma acestei analize, se poate afirma că pe măsură ce turația și gradul de comprimare cresc, se majorează și valorile erorii, iar modelul de turbulență aplicat poate avea un efect asupra acestui fapt.

## 5.2.2 Determinarea performanțelor unui compresor mixt

### 5.2.2.1. Joc la vârf 0.5mm

O ultimă geometrie studiată prezintă o treaptă de compresor mixt (rotor – difuzor paletat) folosită pentru motoarele cu turbină cu gaz de dimensiuni mici, Fig. 5.7. Acest compresor a fost proiectat pentru o turație de 39836 rpm, dar campaniile experimentale au fost realizate pentru o gamă de turații ce variază între 50 – 65% din turația nominală. De asemenea, au fost studiate mai multe valori ale jocului la vârf pentru a determina influența acestuia asupra performanțelor compresorului și gamei sale de operare. În continuare sunt prezentate doar valorile extreme ale jocului la vârf, și anume (0.5 mm și 0.9 mm).

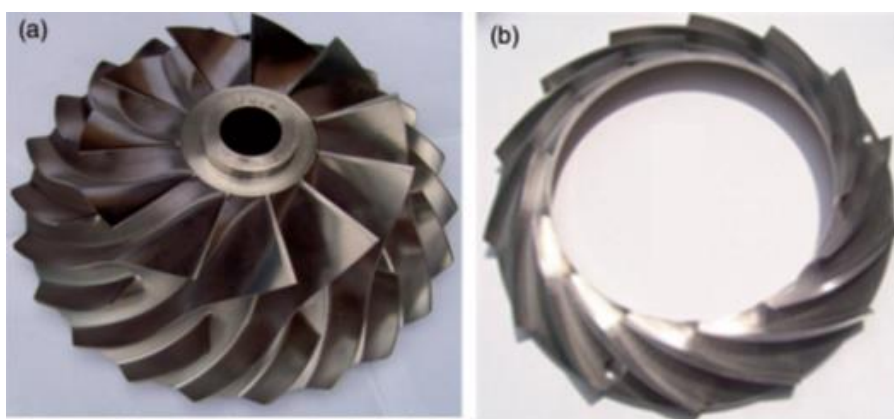


Fig. 5. 7 – a) Rotor radial, b) difuzor conic (Rajakumar, Ramamurthy, & Govardhan, 2014)

Caracteristica de comprimare a compresorului, este trasată în Fig. 5.8, unde sunt prezentate atât cazurile CFD, cât și datele experimentale, din lucrarea (Rajakumar, Ramamurthy, & Govardhan, 2014). Per total diferențele dintre cazuri nu depășesc 6%, iar această valoare poate fi datorată atât modelului matematic aplicat, cât și diferențelor ce pot apărea în generarea geometriei CAD, dar și discrepanțelor ce se obțin în procesul de fabricație al componentelor compresorului.

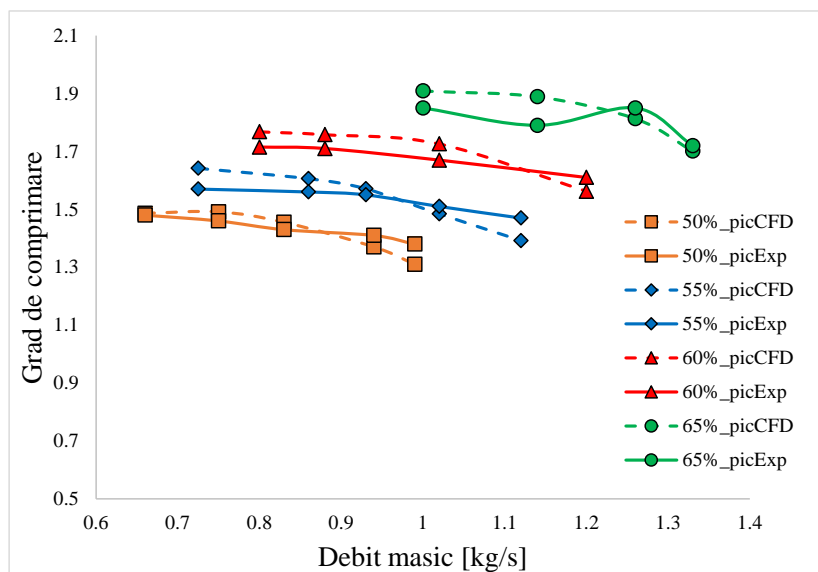


Fig. 5. 8 – Caracteristica de comprimare - joc la vârf 0.5 mm

Figura 5.9, prezintă valorile obținute pentru randament, la 65% din turația nominală a compresorului. În acest caz diferența dintre cele două metode de evaluare nu depășește 4%, rezultând prin intermediul analizei numerice valori mai mici ale randamentului decât în cazul campaniei experimentale. Astfel, se constată că modelul de calcul aplicat pentru determinarea performanțelor compresorului subestimează valoarea randamentului isentropic.

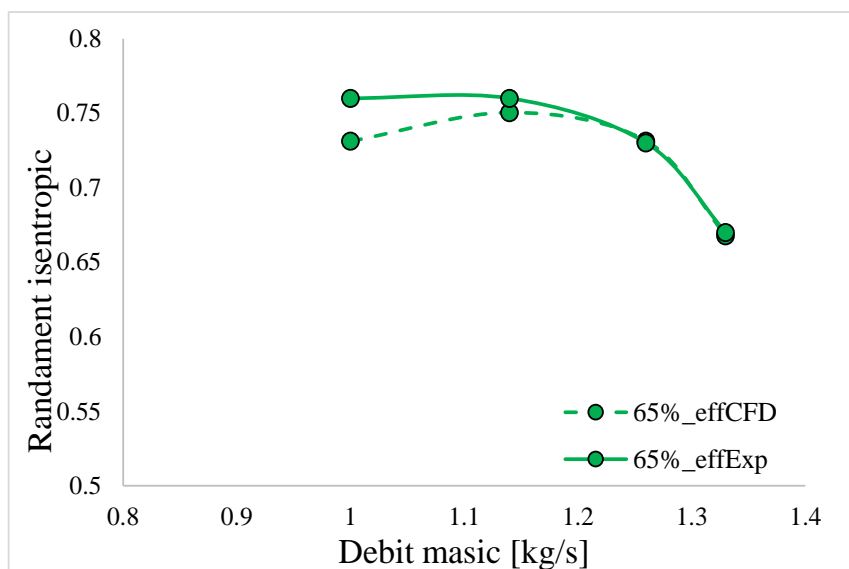


Fig. 5.9 – Variația randamentului isentropic pentru 65% din turația nominală

### 5.2.2.1. Joc la vârf 0.9 mm

Creșterea jocului la vârf cu 80%, a condus la rândul său la o creștere a diferențelor dintre CFD și experimental cu până la 1.2%. Pentru toate turațiile de lucru și punctele de măsură ale acestora, se observă o supraestimare a gradului de comprimare în urma analizei numerice.

Variația gradului de comprimare, definit în Fig. 5.10 prezintă o creștere a diferenței CFD – experimental pe măsură ce turația se majorează, dar și o scădere odată cu creșterea debitului. Cel mai bine scăderea se observă pentru turația de 25894 rpm (65%), având o variație liniară pentru această linie de lucru. Pentru restul turațiilor, se obțin diferențe mai mici pentru punctele situate la jumătatea liniei de lucru. Cele mai mari și mici diferențe (maxim 6.72% și minim 0.625%) fiind determinate pentru cele mai ridicate valori ale turației (60 – 65% din turația nominală).

Valorile obținute pentru randament, corespunzătoare celei mai mari turații de lucru (65%) sunt definite în Fig. 5.11. Pentru majoritatea punctelor aferente acestei turații, simulările numerice supraestimează valoarea randamentului. În cazul punctelor extreme ale turației, se obțin cele mai mici discrepante dintre numeric și experimental, sub 1%.

De asemenea, prin intermediul analizei numerice a acestui compresor mixt se constată o scădere a gradului de comprimare și a randamentului isentropic pe măsură ce jocul la vârf crește. Acest fapt rezultă atât din datele experimentale prezentate de (Rajakumar, Ramamurthy, & Govardhan, 2014), dar și din simulările numerice realizate. Pentru jocul la vârf de 0.5 mm, creșterea turației nu a condus la discrepante mari între cele patru turații; în timp ce, pentru jocul de 0.9 mm diferențelor dintre CFD și experimental s-au majorat pe măsură ce turația a crescut.

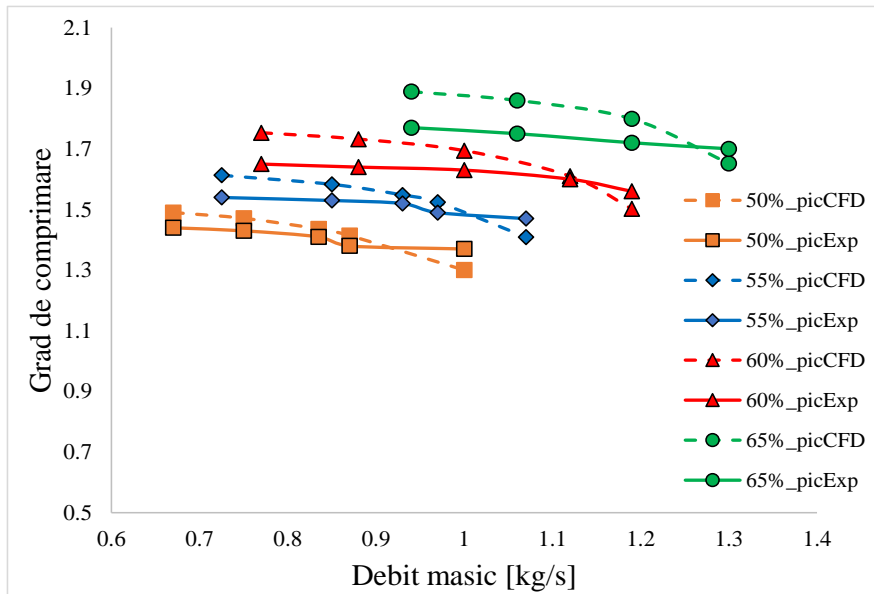


Fig. 5. 10 – Caracteristica de comprimare - joc la vârful 0.9 mm

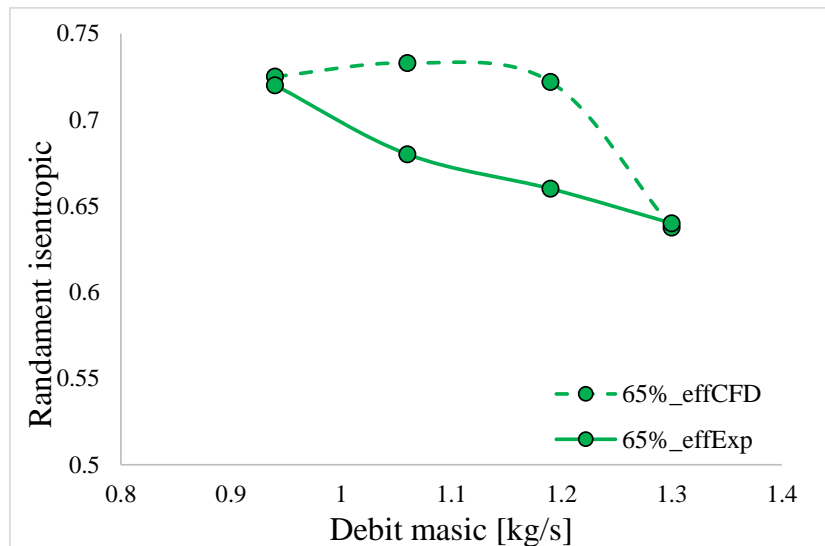


Fig. 5. 11 – Variația randamentului isentropic pentru 65% din turația nominală

Comparația rezultatelor CFD cu date experimentale este, de obicei, utilizată ca mijloc de validare a modelului numeric pentru câmpurile de viteză, presiune și temperatură ale fluidului. Printre posibilele cauze ale diferențelor dintre rezultatele numerice și experimentale se pot regăsi atât condițiile la limită și inițiale, dar și modelul de turbulență folosit. Cu toate acestea, validarea modelului de turbulență aplicat este mai complexă. Compatibilitatea dintre modelele numerice și cele experimentale poate fi îmbunătățită prin utilizarea unui model numeric „mai bun” sau a unor condiții la limită mai realiste.

În cazurile analizate în acest capitol, modelul aplicat a ajutat la determinarea performanțelor rotorului, în limita unei diferențe de sub 9%. Astfel, se consideră că deși pot fi aduse modificări acestui model, acestea depind de o serie de factori ce la rândul lor conduc la timpuri de calcul mai mari și putere de calcul necesară mai ridicată. Totodată, rezultatele corespunzătoare punctului nominal de calcul asigură diferențe sub 5%, ceea ce reprezintă o estimare realistă a performanțelor, în măsura aplicabilității modelului RANS.

## CAPITOLUL VI

### CONTRIBUȚII PRIVIND MODELAREA ȘI SIMULAREA CURGERII FLUIDELOR PRIN TURBOSUFLANTE

Curgerea fluidelor prin turbomașini reprezintă unul din cele mai complexe procese întâlnite în dinamica fluidelor, datorită scărilor diferite la care curgerea secundară are loc și a modului în care acestea interacționează și influențează curgerea principală. Mai mult de atât, trecerea către și de la un cadru de referință în mișcare este problematică, deoarece spațiul în care această trecere are loc este destul de restrâns și conduce la dezvoltarea artefactelor numerice și, prin urmare, modele complexe de interfață trebuie utilizate. Deoarece cele mai multe procese implicate au loc la numere Mach unde efectele de compresibilitate nu mai sunt neglijabile și stratul limită este la tensiunea maximă de forfecare la perete, modelul de turbulență, schema numerică, numărul CFL și parametrii rețelei joacă un rol esențial în asigurarea unor rezultate relevante.

Chiar dacă în ultima perioadă puterea de calcul și programele tot mai eficiente utilizate în definirea geometriei turbomașinilor devin tot mai disponibile pentru utilizatori, costul algoritmilor genetici direcți este încă prohibitiv. Prin urmare, modelele de ordin redus sunt încă foarte utile în combinație cu modelul 3D CFD pentru a maximiza performanța mașinilor proiectate și a regla funcția obiectiv cu parametri mai subtili decât randamentul clasic și raportul de presiune/sarcină.

Principala cerință aerodinamică, pentru proiectarea suflantele industriale, este de a realiza un rotor cu un raport de comprimare impus, dar care să asigure în același timp un randament ridicat și un domeniu larg de funcționare. În toate aceste cazuri, proiectarea este adesea constrânsă de o serie de considerații non-aerodinamice care implică dimensiunea componentei, greutatea, dar și costul și durabilitatea. Numărul și natura obiectivelor ce trebuie atinse, tipul de constrângeri ce trebuie îndeplinite și relevanța variabilei de decizie trebuie luate în considerare, încă din faza de proiectare, și sunt specifice aplicației rotorului.

Lucrarea de față se axează pe studiul curgerii unui fluid compresibil în rotorului unei turbosuflante, având ca scop eficientizarea energetică a ansamblului, prin optimizarea geometrică a rotorului, cu ajutorul modelului hibrid CFD de ordin redus. Întreg procesul de optimizare presupune înlocuirea rotorului existent pe suflantă, rotor de tip închis, cu o nouă configurație geometrică. Noua geometrie fiind dezvoltată pe baza studierii interacțiunii dintre parametrii definitorii ai profilului, canalul rotorului și influența funcției obiectiv. Procesul de stabilire a geometriei va fi completat de modelarea și simularea curgerii aferente acestuia, ținând cont de concluziile studiului privind influența etapelor procesului de modelare numerică (discretizare numerică, alegerea schemei numerice și a modelului de turbulență, condiții la limită și inițiale etc.).

Parametrii impuși în dimensionarea rotorului centrifugal sunt următorii: presiunea totală la intrare: 101353 Pa; temperatura totală la intrare: 293 K; turație: 25000 rpm; grad de comprimare: 1.6 și debit masic: 3500 Nm<sup>3</sup>/h. Restul parametrilor ce fac parte din procesul de proiectare pot varia liber.

Optimizarea inițială a rotorului este realizată folosind modele de pierderi de ordin redus, așa cum sunt implementate în Vista CCD, iar candidații rezultați au fost apoi testați folosind analiza RANS corespunzătoare.

Screening Optimization și MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) au fost utilizate ca metode originale de optimizare 1D, iar în ceea ce privește stabilirea corelației dintre parametrii, au fost folosite două metode principale, și anume: Pearson - corelație lineară și Spearman - corelație nelineară.

## 6.1. Procesul de optimizare al rotorului suflantei

### 6.1.1 Procesul de dimensionare 1D

De asemenea, pentru a îndeplini cerințele impuse prin tema de proiectare a fost impusă o funcție obiectiv, ce are ca scop stabilirea unor condiții pentru parametrii considerați de interes în demersul de optimizare a rotorului. Parametrii și obiectivele acestei funcții sunt: obținerea unei puteri aerodinamice cât mai mici, grad de comprimare de 1.6, numărul Mach la ieșire din rotor mai mic de 0.9, unghiul absolut al curgerii mai mic de  $70^\circ$ .

În completarea funcției obiectiv, fiind definiți o serie de parametri ce s-a considerat că ar putea afecta performanțele generale ale rotorului; pentru respectivii parametrii au fost stabilite constrângeri în ceea ce privește domeniul de variere al acestora (limită maximă și minimă de variere). Parametrii folosiți în procesul de optimizare sunt:  $P3$  – numărul de palete,  $P4$  – unghiul de instalare al paletei la refulare  $\beta_2$ ,  $P7$  – diametrul de intrare la butuc,  $P8$  – diametrul la ieșire,  $P9$  – lățimea paletei la refulare,  $P10$  – diametrul de intrare în carcasă,  $P12$  – numărul Mach la ieșire,  $P13$  – puterea,  $P14$  – unghiul curgerii absolut,  $P15$  – gradul de comprimare,  $P17$  – unghiul cumulat azimutal al paletei  $\theta$ ,  $P19$  – randamentul isentropic,  $P20$  – gradientul de viteză meridională,  $P21$  – gradul de difuzie,  $P22$  – grosimea paletei la vârf,  $P23$  – grosimea paletei butuc,  $P24$  – jocul la vârf.

În urma procesului de optimizare 1D au rezultat, pentru cele patru cazuri studiate (100/500 eşantioane – metoda Screening, 100/500 eşantioane – metoda MOGA), patru candidații care îndeplinesc cel mai bine obiectivele impuse. Dintre cei patru candidați pe baza comparării rezultatelor acestora s-a ales un singur candidat ce a fost verificat prin intermediul analizei numerice RANS 3D.

Figura 6.1 prezintă variația puterii pentru cei patru candidați. După cum se poate observa, cu cât numărul de indivizi este mai mare, cu atât plaja de valori este mai vastă, oferind posibilități mai multe printr-o discretizare mai substanțială a domeniului. Variația puterii în cazul metodei MOGA, este mai aproape de minim, având generate mai multe geometrii în apropierea minimului, prezentând astfel o discretizare mai completă a domeniului. Metoda Screening la rândul său, deși are un interval de variație mai larg, reușește să atingă minime locale ale puterii apropiate de MOGA.

Un alt parametru important în definirea geometriei rotorului este jocul la vârf, Fig. 6.2. Pentru creșterea performanțelor suflantei, s-a luat în considerare realizarea unui rotor deschis, iar jocul la vârf face parte dintre parametri implicați în procesul de optimizare. În aplicațiile numerice, de obicei, acesta este considerat a fi 2% din înălțimea paletei, dar această valoare poate fi influențată de solicitările la care rotorul este supus. Pentru analiza de optimizare s-a

considerat intervalul de variație al jocului la vârf între:  $0.18 \div 0.22$  mm. Potrivit acestui grafic, majoritatea cazurilor generate în procesul de optimizare, consideră folosirea unui joc la vârf cât mai mic, pentru obținerea unui randament ridicat.

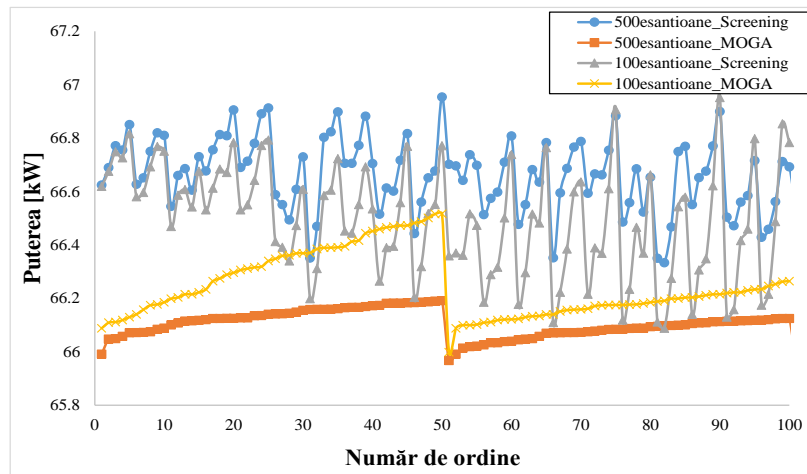


Fig. 6. 1 – Evoluția puterii pentru cele patru cazuri studiate

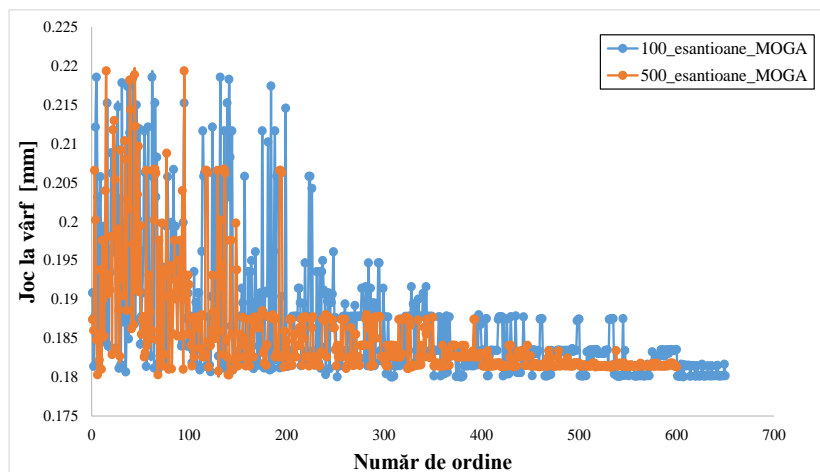


Fig. 6. 2 – Variația jocului la vârf pentru candidații optimi ai celor două metode

### Corelarea parametrilor

Scopul procesului de corelare este acela de a găsi conexiuni/legături între parametrii considerați semnificativi pentru definirea geometriei rotorului. În acest fel se poate stabili ce parametru depinde de cine și cum influențează la rândul său alte mărimi. Corelațiile folosite sunt prezentate doar pentru procedura de optimizare MOGA, deoarece s-a constatat că există aceleași corelații între parametrii pentru ambele metode, doar valorile de corelare diferă foarte puțin. Scopul procesului de corelare fiind determinarea parametrilor ce se influențează reciproc (pozitiv sau negativ), și mai exact dacă se dezvoltă corelații asemănătoare între ambele metode de optimizare, ceea ce s-a și determinat.

A. *Corelație Pearson* - evaluează relația liniară dintre două variabile. Tabelul 6.1 prezintă corelația Pearson între cei 16 parametri considerați reprezentativi pentru procesul de optimizare. Diagonala principală are valoarea 1, reprezentând corelația parametrului cu el

însuși; astfel corelațiile importante sunt cele cu valori cât mai apropiate de 1. Printre corelațiile apropiate de valoarea 1 se numără (identificate în tabel cu albastru închis și tonuri ale acestei culori):

- i. P8 – P13, P15 (diametrul la ieșire – puterea, gradul de comprimare);
- ii. P9 – P14, P19 (lățimea paletelor la refulare – unghiul curgerii absolute, randamentul isentropic);
- iii. P10 – P20 (diametrul de intrare în carcasă – gradientul de viteză meridională);
- iv. P12 – P13, P15 (numărul Mach la ieșire – puterea, gradul de comprimare);
- v. P14 – P19 (unghiul curgerii absolute – randamentul isentropic);
- vi. P21 – P8, P12, P13, P15 (gradul de difuzie – diametrul la ieșire, numărul Mach la ieșire, puterea, gradul de comprimare);

Pe lângă variabilele corelate liniar pozitiv, există și variabile corelate liniar negativ (identificate prin culoarea roșu și tonuri ale acesteia), cum ar fi:

- i. P9 – P13, P15 (înălțimea paletelor la refulare – puterea, gradul de comprimare);
- ii. P13 – P14 (puterea – unghiul curgerii absolute);
- iii. P15 – P14 (gradul de comprimare – unghiul curgerii absolute);
- iv. P19 – P8, P12 (randamentul isentropic – diametrul la ieșire, numărul Mach la ieșire);
- v. P21 – P9, P14, P19 (gradul de difuzie – lățimea paletelor la refulare, unghiul curgerii absolute, randamentul isentropic) etc.

O corelație negativă sugerează faptul că cele 2 variabile se deplasează în direcții opuse, nu se poate dezvolta o legătură între cei doi parametri care să conducă la rezultate satisfăcătoare.

**B. Corelație Spearman** - evaluează relația monotonă dintre două variabile. Din Tabelul 6.2 se pot stabili următoarele corelații importante:

- i. P9 – P13, P14, P15, P19, P21 (lățimea paletelor la refulare – puterea, unghiul curgerii absolute, gradul de comprimare, randamentul isentropic, gradul de difuzie);
- ii. P21 – P13, P14, P15, P19 (gradul de difuzie – puterea, unghiul curgerii absolute, gradul de comprimare, randamentul isentropic);
- iii. P14 – P13, P15, P19 (unghiul curgerii absolute – puterea, gradul de comprimare, randamentul isentropic).

Tabel 6.1 – Matricea de corelație liniară, metoda Pearson

	P3 - NMain	P4 - BetaBlade5	P17 - RakeAngle	P20 - MerVelGrad	P21 - RelVelRatio	P22 - ThkHub	P23 - ThkShr	P24 - ClearUser	P7 - DLEhub	P8 - D5	P9 - B5	P10 - DLEshr	P12 - MachU5	P13 - Power	P14 - Alpha5rms	P15 - P05rms	P19 - EtaSenImp
P3 - NMain	1	-0.0044	0.06144	0.00436	0.05662	-0.0387	-0.0639	-0.0432	0	-0.1006	-0.1227	0.00755	-0.1006	0.04832	-0.1461	0.04823	-0.0483
P4 - BetaBlade5	-0.0044	1	-0.0295	-0.0195	0.0068	-0.0846	-0.0358	0.0559	0	0.43943	0.23845	-0.0185	0.43943	0.00146	0.27455	0.00157	-0.0004
P17 - RakeAngle	0.06144	-0.0295	1	-0.0153	-0.0406	-0.012	0.0311	0.01104	0	-0.0438	0.06589	-0.0141	-0.0438	0.00071	0.0386	0.00085	0.0005
P20 - MerVelGrad	0.00436	-0.0195	-0.0153	1	-0.0362	0.03344	-0.0094	-0.0639	0	0.19131	-0.2287	0.99993	0.19131	0.19929	-0.226	0.19939	-0.199
P21 - RelVelRatio	0.05662	0.0068	-0.0406	-0.0362	1	-0.0214	-0.0381	0.04276	0	0.85473	-0.9289	-0.0346	0.85473	0.92961	-0.9204	0.92958	-0.9298
P22 - ThkHub	-0.0387	-0.0846	-0.012	0.03344	-0.0214	1	-0.002	0.02136	0	-0.0255	0.00429	0.03622	-0.0255	0.00342	-0.0033	0.00339	-0.0033
P23 - ThkShr	-0.0639	-0.0358	0.0311	-0.0094	-0.0381	-0.002	1	-0.0254	0	-0.0235	0.04543	-0.0101	-0.0235	-0.022	0.04378	-0.0219	0.02227
P24 - ClearUser	-0.0432	0.0559	0.01104	-0.0639	0.04276	0.02136	-0.0254	1	0	0.06783	-0.0082	-0.0652	0.06783	0.27115	-0.0015	0.27109	-0.2716
P7 - DLEhub	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
P8 - D5	-0.1006	0.43943	-0.0438	0.19131	0.85473	-0.0255	-0.0235	0.06783	0	1	-0.735	0.19249	1	0.85913	-0.7081	0.8592	-0.8587
P9 - B5	-0.1227	0.23845	0.06589	-0.2287	-0.9289	0.00429	0.04543	-0.0082	0	-0.735	1	-0.2301	-0.735	-0.9208	0.99733	-0.9207	0.92129
P10 - DLEshr	0.00755	-0.0185	-0.0141	0.99993	-0.0346	0.03622	-0.0101	-0.0652	0	0.19249	-0.2301	1	0.19249	0.20007	-0.2274	0.20017	-0.1998
P12 - MachU5	-0.1006	0.43943	-0.0438	0.19131	0.85473	-0.0255	-0.0235	0.06783	0	1	-0.735	0.19249	1	0.85913	-0.7081	0.8592	-0.8587
P13 - Power	0.04832	0.00146	0.00071	0.19929	0.92961	0.00342	-0.022	0.27115	0	0.85913	-0.9208	0.20007	0.85913	1	-0.9135	1	-1
P14 - Alpha5rms	-0.1461	0.27455	0.0386	-0.226	-0.9204	-0.0033	0.04378	-0.0015	0	-0.7081	0.99733	-0.2274	-0.7081	-0.9135	1	-0.9135	0.91398
P15 - P05rms	0.04823	0.00157	0.00085	0.19939	0.92958	0.00339	-0.0219	0.27109	0	0.8592	-0.9207	0.20017	0.8592	1	-0.9135	1	-1
P19 - EtaSenImp	-0.0483	-0.0004	0.0005	-0.199	-0.9298	-0.0033	0.02227	-0.2716	0	-0.8587	0.92129	-0.1998	-0.8587	-1	0.91398	-1	-1



În urma corelațiilor stabilite, s-a constatat că în definirea geometriei unui rotor radial, un rol important îl joacă conexiunea dintre parametrii precum:

- a) gradul de difuzie – numărul Mach la ieșire, putere, gradul de comprimare;
- b) gradientul de viteză meridională – diametrul de intrare la carcasă,
- c) unghiul curgerii absolut – lățimea paletii la refulare.

Tabel 6.2 – Matrice cuadratică, metoda Spearman

	P3 - NMain	P4 - BetaBlade5	P17 - RakeAngle	P20 - MerVelGrad	P21 - RelVelRatio	P22 - ThkHub	P23 - ThkShr	P24 - ClearUser	P7 - DLEhub	P8 - D5	P9 - B5	P10 - DLEshr	P12 - MachU5	P13 - Power	P14 - Alpha5rms	P15 - P05rms	P19 - EtaIsenImp
P3 - NMain	1	0.03401	0.00471	0.05685	0.00967	0.00154	0.0265	0.00438	1	0.01183	0.04487	0.0582	0.01183	0.01667	0.05384	0.01662	0.01682
P4 - BetaBlade5	0.00677	1	0.00165	0.03794	0.00926	0.00717	0.04134	0.00376	1	0.20764	0.07697	0.0388	0.20764	0.02235	0.09512	0.02233	0.02243
P17 - RakeAngle	0.00452	0.00477	1	0.02496	0.0017	0.08464	0.05778	0.00084	1	0.00192	0.00718	0.02512	0.00192	0.001	0.00421	0.00099	0.00101
P20 - MerVelGrad	0.06616	0.00636	0.01025	1	0.01494	0.05891	0.00306	0.0133	1	0.04517	0.06318	1	0.04517	0.04345	0.06329	0.04347	0.04336
P21 - RelVelRatio	0.00322	0.02664	0.19974	0.00466	1	0.00179	0.01851	0.00205	1	0.73696	0.87505	0.00453	0.73696	0.86833	0.85227	0.86832	0.86851
P22 - ThkHub	0.00181	0.00723	0.01529	0.00121	0.0115	1	0.03855	0.00393	1	0.00747	0.00833	0.00142	0.00747	0.00133	0.00917	0.00134	0.00136
P23 - ThkShr	0.03542	0.01713	0.04425	0.00884	0.00843	0.00312	1	0.05084	1	0.01731	0.01037	0.00934	0.01731	0.03338	0.00945	0.03339	0.03322
P24 - ClearUser	0.00231	0.03	0.0004	0.02707	0.07051	0.00405	0.00843	1	1	0.0506	0.09144	0.02701	0.0506	0.16094	0.0973	0.16086	0.16117
P7 - DLEhub	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P8 - D5	0.01278	0.20541	0.0884	0.0388	0.74492	0.00426	0.02174	0.01923	1	1	0.57523	0.03945	1	0.73997	0.53065	0.74009	0.7391
P9 - B5	0.04889	0.05742	0.2048	0.05358	0.86739	0.0104	0.00371	0.0023	1	0.54123	1	0.5412	0.54123	0.863	0.99837	0.86296	0.86354
P10 - DLEshr	0.06612	0.00671	0.01117	1	0.01529	0.05556	0.00348	0.01467	1	0.04548	0.06346	1	0.04548	0.04335	0.06357	0.04337	0.04326
P12 - MachU5	0.01278	0.20541	0.0884	0.0388	0.74492	0.00426	0.02174	0.01923	1	1	0.57523	0.03945	1	0.73997	0.53065	0.74009	0.7391
P13 - Power	0.00254	0.14351	0.18283	0.04718	0.87094	0.00071	0.0127	0.09537	1	0.75904	0.88426	0.04744	0.75904	1	0.86249	1	1
P14 - Alpha5rms	0.06425	0.0765	0.18814	0.05164	0.84711	0.01047	0.00314	7.23E-05	1	0.50321	0.9986	0.05223	0.50321	0.83607	1	0.83601	0.83678
P15 - P05rms	0.00253	0.1435	0.18275	0.04723	0.87094	0.00075	0.01267	0.09538	1	0.7591	0.88427	0.04749	0.7591	1	0.8625	1	1
P19 - EtaIsenImp	0.00257	0.14297	0.18384	0.0469	0.87084	0.00069	0.01283	0.09532	1	0.75892	0.88417	0.04716	0.75892	1	0.86234	1	1

În Tabelul 6.3 sunt definiți doar candidații considerați optimi pentru cele patru cazuri analizate. Diferența dintre candidați se află în intervalul 0.08 – 48.5%; cele mai mari diferențe înregistrate între parametri de intrare sunt, pentru: unghiul de instalare al paletii la ieșire (12.55%), unghiul cumulativ azimutal al paletii  $\theta$  (33.4%), grosimea paletii la butuc (48.55%), grosimea paletii la carcasă (45.2%) și lățimea paletii la ieșire (16.49%). Între parametrii de ieșire ai rotorului, cei ce determină performanța acestuia, diferențele sunt mult mai mici, cea mai mare diferență fiind de 5.93% pentru unghiul absolut al curgerii, urmată de cea a numărului Mach la ieșire (1.2%), apoi putere (0.244%) și randamentul isentropic (0.226%). Pentru a determina care dintre cazuri va fi supus modelării numerice CFD, au fost analizate cerințele funcției obiectiv, iar pe baza acestora a fost ales candidatul 500\_C2\_MOGA, pentru care se obține cea mai mică putere, iar diferența față de valoarea maximă a randamentului este de 0.09%, valoare ce se consideră a nu avea un impact semnificativ asupra performanțelor generale ale rotorului.

Tabel 6.3 – Comparația performanțelor celor patru candidați considerați optimi

	P3 - NMain	P12 - MachU5	P13 - Power (kW)	P14 - Alpha5rms (degree)	P15 - P05rms (kPa)	P19 - EtaIsenImp
<b>max</b>	<b>15</b>	<b>0.903</b>	<b>67.034</b>	<b>65.337</b>	<b>168.33</b>	<b>0.90425</b>
100_C1_Screening	9	↑ 0.85070	↑ 66.08805	↓ 63.55748	↑ 168.24355	↓ 0.90222
100_C2_MOGA	9	→ 0.84577	↓ 65.92820	↑ 67.29040	↓ 168.22869	↑ 0.90424
500_C1_Screening	9	↓ 0.84046	→ 65.99145	→ 65.37612	→ 168.23458	→ 0.90344
500_C2_MOGA	9	→ 0.84666	↓ 65.92629	↑ 67.56232	↓ 168.22848	↑ 0.90426
<b>min</b>	<b>9</b>	<b>0.765</b>	<b>66</b>	<b>49.285</b>	<b>168.23</b>	<b>0.89</b>

### 6.1.2 Proces de dimensionare 2D

Etapa de bază a procesului 2D este realizarea unei geometrii inițiale prin îmbinarea relațiilor teoretice de bază împreună cu corelații empirice. Geometria 1D (canal de lucru, poziția paletei, diametre etc.) este apoi modificată, utilizând programului Ansys BladeGen, unde pot fi aduse modificări suplimentare asupra unghiurilor de instalare ale paletei, formei bordului de fugă și a celui de atac, grosimea paletei etc. Totodată, această interfață oferă o primă ilustrație tridimensională a rotorului. Următoarea etapă este parametrizarea geometriei, fiind luate în considerare curbele parametrice de la butuc și carcasă cuplate cu distribuția unghiurilor  $\beta$  și  $\theta$ . Geometria rezultată este analizată inițial cu ajutorul modelului Euler (analiză inviscidă), iar parametrii de ieșire, considerați de interes, sunt introduși în funcția obiectiv, urmând ca metodele de optimizare MOGA sau Screening să conducă la obținerea unor candidații optimi.

Prin intermediul calculului inviscid este asigurat domeniul dintre soluțiile de proiectare preliminară și analiza CFD completă (3D). De asemenea, permite rezolvarea ecuațiilor Navier – Stokes nevâscoase mediate circumferențial, completate cu modele empirice consacrate pentru pierderi și abateri. Cu un efort de calcul minim, soluțiile inviscide surprind caracteristici ale unei simulări 3D complete ale curgerii, facilitând astfel optimizarea geometriei paletelor. Acest model pune accent pe zona din depărtarea peretelui, unde curgerea este complet dezvoltată, pentru zona peretelui folosește aproximări ale pierderilor bazate pe modele experimentale.

Principalul parametru de performanță al rotorului proiectat îl reprezintă randamentul isentropic, iar variația acestuia pentru cele două cazuri (100 și 500 de eșantioane) și metode (Screening și MOGA) este ilustrată în Fig. 6.3. Pentru a evalua diferențele, Fig. 6.3 prezintă doar intervalul comun al primelor 100 de iterații ale celor patru cazuri. În cazul metodei MOGA diferența dintre maximul și minimul local este mică, între 0.86 și 0.89; în timp ce pentru Screening se ajunge la un minim și de 0.8, sugerând astfel că prin intermediul metodei Screening sunt determinate și anumite conexiuni mai slabe între parametrii ce conduc la performanțe generale mai scăzute ale rotorului. În timp ce metoda MOGA încearcă găsirea unor soluții cât mai aproape de obiectivul funcției impuse.

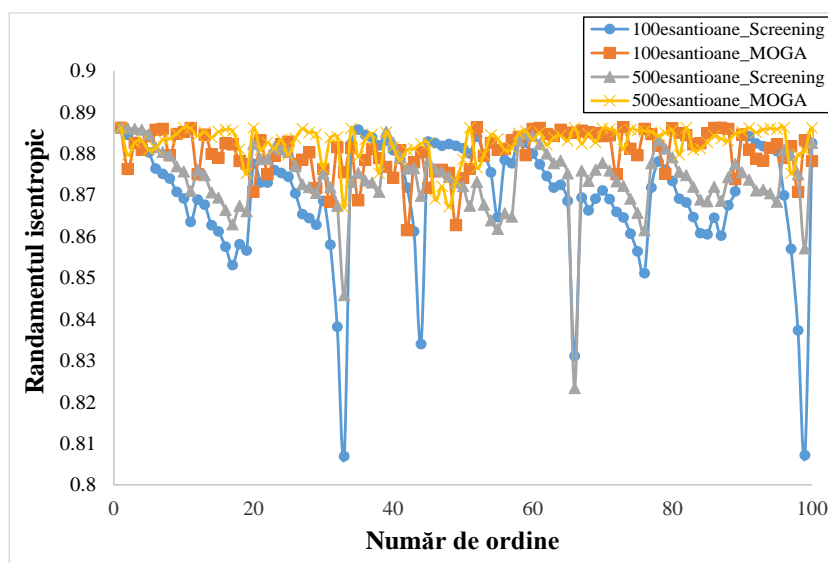


Fig. 6.3 – Comparare privind evoluția puterii pentru cele două cazuri de eșantioane

Corelarea parametrilor

Corelațiile dintre parametri ce definesc forma paletelor, reprezintă unul dintre obiectivele principale ale acestui studiu; iar prin intermediul celor două corelații Pearson și Spearman se pot determina care anume sunt parametrii, dar și poziția lor pe paletă (de la bordul de atac al paletelor până la cel de fugă).

A. Corelație Pearson - Matricea liniară de corelare a parametrilor din Tabelul 6.4 se bazează pe metoda Pearson, iar principalele corelații pozitive sunt obținute între parametri de performanță ai rotorului: P18 – P20 (randamentul isentropic – gradul de comprimare), P19 – P20 (putere – gradul de comprimare) și P18 – P19 (randamentul isentropic - putere). Pe lângă aceste trei conexiuni importante există și altele, dar sunt mult mai slabe din punct de vedere al legăturii dintre parametrii.

De asemenea, se pot observa și unele corelații negative mai pronunțate, ce influențează parametrii de performanță ai rotorului într-un mod defavorabil (reprezentare prin intermediul unui cadran roșu). Poziția acestor parametri este către bordul de fugă al paletelor.

Tabel 6.4 – Matricea de corelație liniară, metoda Pearson

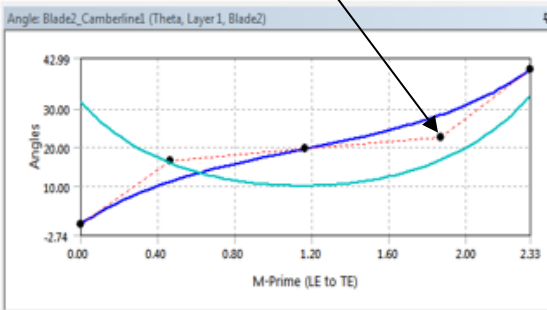
	P37 - Blade2.FD1016	P38 - Blade2.FD1017	P39 - Blade2.FD1018	P40 - Blade2.FD1019	P41 - Blade2.FD1020	P42 - Blade2.FD1021	P43 - Blade2.FD1022	P44 - Blade2.FD1024	P45 - Blade2.FD1026	P46 - Blade2.FD1027	P47 - Blade2.FD1028	P48 - Blade2.FD1029	P49 - Blade2.FD1030	P50 - Blade2.FD1031	P51 - Blade2.FD1032	P52 - Blade2.FD1034	P53 - NumberOfBlades.FD1	P18 - VTF etas tt	P19 - VTF power	P20 - VTF pr tt
P37 - Blade2.FD1016	1.00000	0.03915	-0.01365	0.00920	0.00912	-0.05195	-0.00526	0.01099	-0.00494	-0.03391	0.00353	0.02343	-0.03376	0.01955	-0.01790	0.02803	-0.03261	0.03778	0.01942	0.02112
P38 - Blade2.FD1017	-0.03915	1.00000	-0.02072	0.00457	0.00356	0.02274	0.01114	0.01279	0.00830	0.00320	-0.00274	0.00022	-0.00768	-0.00570	-0.00207	0.02492	-0.02281	0.00435	-0.01083	-0.00957
P39 - Blade2.FD1018	-0.01365	-0.02072	1.00000	0.01696	-0.00067	0.02170	0.00659	0.01446	-0.01177	-0.00435	0.01648	-0.02335	-0.01894	-0.02295	0.00664	-0.00139	0.02263	-0.10326	-0.03090	-0.03489
P40 - Blade2.FD1019	0.00920	0.00457	0.01696	1.00000	-0.00177	-0.01545	0.00724	0.00629	-0.01822	0.00534	0.01758	-0.00619	-0.02477	-0.00249	-0.05036	-0.05826	0.05438	0.07712	0.02599	0.03228
P41 - Blade2.FD1020	0.00912	0.00356	-0.00067	-0.00177	1.00000	0.01899	-0.01442	0.00169	-0.01395	0.01316	-0.01509	0.00377	0.01599	0.00525	-0.03100	0.00443	-0.00632	-0.06532	-0.06509	-0.06693
P42 - Blade2.FD1021	-0.05195	0.02274	0.02170	-0.01545	0.01899	1.00000	0.01219	-0.00571	0.00822	0.02400	0.01724	-0.02671	-0.00669	0.00867	0.02031	-0.01274	-0.00932	-0.38903	-0.74090	-0.74204
P43 - Blade2.FD1022	-0.00526	0.01114	0.00659	0.00724	-0.01442	0.01219	1.00000	-0.00186	-0.00147	-0.02765	0.01118	0.00733	-0.02613	-0.01465	0.03615	0.01996	-0.00700	0.11560	0.22438	0.22178
P44 - Blade2.FD1024	0.01099	0.01279	0.01446	0.00629	0.00169	-0.00571	-0.00186	1.00000	0.00949	0.02316	0.01068	-0.00805	0.00450	0.03274	0.00134	-0.00894	-0.01822	-0.30266	-0.57164	-0.57713
P45 - Blade2.FD1026	-0.00494	0.00830	-0.01177	-0.01822	-0.01395	0.00822	-0.00147	0.00949	1.00000	0.00814	0.01542	0.00342	0.01583	-0.04592	-0.00239	-0.01178	-0.00932	-0.63214	-0.08956	-0.09244
P46 - Blade2.FD1027	-0.03391	0.00320	-0.00435	0.00534	0.01316	0.02400	-0.02765	0.02316	0.00814	1.00000	-0.00194	-0.02047	-0.02828	0.01605	0.01099	-0.00046	-0.00979	-0.05167	0.02682	0.01473
P47 - Blade2.FD1028	0.00353	-0.00274	0.01648	0.01758	-0.01509	0.01724	0.01118	0.01068	0.01542	-0.00194	1.00000	0.00055	-0.02511	-0.02514	0.02457	-0.00698	-0.02113	-0.31289	0.03460	0.00344
P48 - Blade2.FD1029	0.02343	0.00022	-0.02335	-0.00619	0.00377	-0.02671	0.00733	-0.00805	0.00342	-0.02047	0.00055	1.00000	0.00339	-0.01517	0.02082	0.00106	0.00075	0.03819	0.05265	0.03208
P49 - Blade2.FD1030	-0.03376	-0.00570	-0.01894	-0.02477	0.01599	-0.00669	-0.02613	0.00450	0.01583	-0.02828	-0.02511	0.00339	1.00000	0.00456	0.00454	0.00101	-0.02086	0.09678	0.01780	0.01825
P50 - Blade2.FD1031	0.01955	-0.00570	-0.02295	-0.00249	0.00525	0.00867	-0.01465	0.03274	-0.04592	0.01605	-0.02514	-0.01517	-0.00456	1.00000	0.01502	0.03587	-0.01867	0.09206	0.02292	0.02612
P51 - Blade2.FD1032	-0.01790	-0.00207	0.00664	-0.05036	0.03100	0.02031	0.03615	0.01344	-0.00239	0.01099	0.02457	0.02082	0.00454	0.01502	1.00000	0.01201	-0.01508	0.04085	0.01786	0.01804
P52 - Blade2.FD1034	0.02803	0.02492	-0.00139	-0.05826	0.00433	-0.01274	0.01996	0.00894	-0.01178	-0.00046	-0.00698	0.01306	0.00101	0.03587	0.01201	1.00000	0.00637	-0.03995	-0.06014	-0.06499
P53 - ExportPoints1.FD1	-0.03261	-0.02281	0.02683	-0.05438	-0.00632	-0.06532	-0.06509	-0.06693	-0.06532	-0.06509	-0.06693	-0.06532	-0.06509	-0.06693	-0.06532	-0.06509	1.00000	0.52180	0.57978	0.57978
P18 - VTF etas tt	0.03778	0.00435	-0.10326	0.07712	-0.06532	-0.38903	0.11560	-0.30266	-0.63214	0.05167	-0.31289	0.03819	0.09678	0.09206	0.04085	-0.03995	-0.06014	1.00000	0.52180	0.99707
P19 - VTF power	0.01942	-0.01083	-0.03090	0.02599	-0.06532	-0.74090	0.22438	-0.57164	0.05956	0.02682	0.03460	0.05265	0.01780	0.02292	0.01786	-0.06014	-0.02439	0.52180	1.00000	0.99707
P20 - VTF pr tt	0.02112	-0.00957	-0.03489	0.03228	-0.06693	-0.74204	0.22178	-0.57713	-0.00748	0.01473	0.00344	0.05208	0.01825	0.02612	0.01804	-0.06499	-0.02439	0.57978	0.99707	1.00000

B. Corelație Spearman - Pe lângă relații determinate prin intermediul corelației liniare, matricea cuadratică (Tabel 5.5) evidențiază și alte conexiuni între parametrii, cum ar fi: P42 – P19 și P42 – P20, unde P42 reprezintă punctului patru pe axa X, folosit pentru parametrizarea modelului prin definirea unghiului cumulată azimutală al paletelor.

Legăturile dintre parametri de intrare, stabilesc în ce măsură condițiile funcției obiectiv sunt respectate, astfel pentru fiecare metodă de optimizare aplicată, s-au obținut diverși candidați considerați a fi potriviți pentru generarea unei geometrii optime a rotorului. Valorile acestor parametri sunt menționați în Tabelul 6.6. Compararea datelor de ieșire (putere, grad de comprimare, randament isentropic), conduce la alegerea candidatului 500\_C1\_Screening drept candidat optim al acestei analize. Un aspect important în alegerea acestuia este valoarea puterii consumate, fiind mai mică cu 2.05% față de cea a candidatului 100\_C2\_Screening (pentru acesta obținându-se cel mai ridicat randament).

Tabel 6.5 – Matrice cuadratică, metoda Spearman

	P37 - Blade2.FD1016	P38 - Blade2.FD1017	P39 - Blade2.FD1018	P40 - Blade2.FD1019	P41 - Blade2.FD1020	P42 - Blade2.FD1021	P43 - Blade2.FD1022	P44 - Blade2.FD1024	P45 - Blade2.FD1026	P46 - Blade2.FD1027	P47 - Blade2.FD1028	P48 - Blade2.FD1029	P49 - Blade2.FD1030	P50 - Blade2.FD1031	P51 - Blade2.FD1032	P52 - Blade2.FD1034	P53 - NumberOfBlades.FD1	P18 - VTF etas tt	P19 - VTF power	P20 - VTF pr tt
P37 - Blade2.FD1016	1.00000	0.00657	0.00034	0.00022	0.00739	0.00539	0.00060	0.00277	0.00832	0.00352	0.00001	0.00056	0.01913	0.00449	0.01096	0.03013	0.01099	0.02110	0.00060	0.00091
P38 - Blade2.FD1017	0.00237	1.00000	0.03095	0.01988	0.00140	0.00123	0.00721	0.00022	0.06017	0.00017	0.02086	0.00715	0.00534	0.00026	0.02070	0.00937	0.00456	0.00940	0.00423	0.00221
P39 - Blade2.FD1018	0.00649	0.00468	1.00000	0.01878	0.00771	0.00947	0.00281	0.00082	0.04613	0.00104	0.00492	0.02126	0.00670	0.02029	0.04295	0.01202	0.02632	0.06783	0.00607	0.00872
P40 - Blade2.FD1019	0.00009	0.00184	0.00084	1.00000	0.02519	0.00734	0.01226	0.00126	0.01746	0.00015	0.00357	0.01869	0.00772	0.08611	0.00438	0.00391	0.01214	0.01449	0.00312	0.00424
P41 - Blade2.FD1020	0.00119	0.00563	0.00077	0.00835	1.00000	0.02052	0.00170	0.00325	0.04260	0.02451	0.00501	0.01357	0.00665	0.03937	0.00598	0.00541	0.04512	0.00554	0.00724	0.00839
P42 - Blade2.FD1021	0.00518	0.00053	0.01171	0.07267	0.03925	1.00000	0.00195	0.00108	0.00112	0.00653	0.02006	0.01471	0.00148	0.02484	0.03057	0.00920	0.02699	0.20516	0.35919	0.36208
P43 - Blade2.FD1022	0.01846	0.02174	0.00051	0.00517	0.00081	0.05345	1.00000	0.01408	0.00470	0.00119	0.01019	0.01984	0.00077	0.00253	0.00365	0.00274	0.00277	0.02378	0.06357	0.06330
P44 - Blade2.FD1024	0.00013	0.00105	0.00077	0.00419	0.00030	0.03031	0.00551	1.00000	0.00682	0.00090	0.00320	0.00332	0.05720	0.01235	0.00492	0.08209	0.00358	0.09166	0.36114	0.36598
P45 - Blade2.FD1026	0.02218	0.00020	0.00014	0.00096	0.02702	0.04090	0.00258	0.00073	1.00000	0.00755	0.00200	0.00019	0.00747	0.06118	0.00064	0.01922	0.02249	0.40921	0.03691	0.03162
P46 - Blade2.FD1027	0.01519	0.00010	0.00010	0.00763	0.03652	0.00243	0.00228	0.00118	0.00127	1.00000	0.00051	0.00107	0.00351	0.00089	0.00014	0.04030	0.02247	0.01403	0.00074	0.00022
P47 - Blade2.FD1028	0.01519	0.00010	0.00010	0.00763	0.03652	0.00243	0.00228	0.00118	0.00127	1.00000	0.00051	0.00107	0.00351	0.00089	0.00014	0.04030	0.02247	0.01403	0.00074	0.00022
P48 - Blade2.FD1029	0.01519	0.00010	0.00010	0.00763	0.03652	0.00243	0.00228	0.00118	0.00127	1.00000	0.00051	0.00107	0.00351	0.00089	0.00014	0.04030	0.02247	0.01403	0.00074	0.00022
P49 - Blade2.FD1030	0.00393	0.00680	0.00267	0.00584	0.00822	0.01413	0.01122	0.01221	0.03031	0.01819	0.02416	0.01312	1.00000	0.01864	0.00361	0.00840	0.00647	0.02103	0.00076	0.00035
P50 - Blade2.FD1031	0.00043	0.00643	0.00116	0.00848	0.00404	0.00369	0.02176	0.00371	0.00910	0.01515	0.00143	0.06040	0.00203	1.00000	0.05326	0.00488	0.03485	0.01017	0.01845	0.01764
P51 - Blade2.FD1032	0.00137	0.01643	0.00633	0.04389	0.01139	0.02665	0.04031	0.01765	0.00071	0.00825	0.00293	0.01707	0.00354	0.00101	1.00000	0.00018	0.03243	0.00297	0.00714	0.00721
P52 - Blade2.FD1034	0.00289	0.00263	0.00029	0.02656	0.00011	0.07142	0.00041	0.00598	0.00459	0.00333	0.01409	0.03067	0.00477	0.00064	1.00000	0.00839	0.03096	0.02986	0.03219	0.03219
P53 - ExportPoints1.FD1	0.08496	0.01120	0.0516	0.00460	0.00761	0.01962	0.00013	0.00308	0.02247	0.00489	0.02484	0.00007	0.01166	0.00042	0.02508	0.01169	1.00000	0.01172	0.00288	0.01318
P18 - VTF etas tt	0.00292	0.00003	0.00596	0.00707	0.00043	0.15145	0.01765	0.09453	0.66946	0.01356	0.11284	0.00935	0.04629	0.00863	0.00772	0.00465	0.03541	1.00000	0.28958	0.34603
P19 - VTF power	0.00074	0.00052	0.01120	0.00253	0.00276	0.53314	0.05035	0.36443	0.01838	0.01711	0.00607	0.00294	0.02622	0.03459	0.00448	0.04374	0.01610	0.44172	1.00000	0.99421
P20 - VTF pr tt	0.00079	0.00052	0.01712	0.00221	0.00200	0.55591	0.04950	0.37556	0.00645	0.02235	0.00405	0.00299	0.03557	0.02901	0.00488	0.03995	0.01812	0.48956	0.99417	1.00000



Tabel 6.6 – Comparația performanțelor celor patru candidați considerați optimi

	P53 - ExportPoints1.FD1	P18 - VTF etas tt	P19 - VTF power (W)	P20 - VTF pr tt
<b>max</b>	15	0.88651	7.2376	1.7014
100_C2_Screening	9 ↓	0.8848	64528.9 ↑	1.6148
100_C3_MOGA	13 ↑	0.8837	63362.1 ↓	1.6009
500_C1_Screening	9 ↓	0.8836	63206.2 ↑	1.599
500_C2_MOGA	9 ↓	0.8838	63553.3 ↑	1.603
<b>min</b>	9	0.80689	4.0397	1.3252

## 6.2. Analiza comparativă a modelărilor numerice

Figura 6.4 prezintă procesul utilizat pentru determinarea unei configurații optime a rotorului centrifugal, analizat în această lucrare, proces ce trebuie să îndeplinească condițiile de intrare și constrângerile impuse. Metoda de predimensionare folosită în acest studiu se bazează pe relațiile fundamentale ale curgerii în turbomașini, completate de corelații empirice. Această etapă reprezintă baza ambelor metode de dimensionare folosite, fiind ulterior completată cu metode suplimentare, astfel încât să se obțină o primă aproximare a

performanțelor rotorului. Pentru a verifica aceste rezultate și a compara în ce măsură modelul 1D și calculele inviscide oferă o aproximare veridică a performanțelor, au fost realizate modelări numerice pentru geometriile considerate optime din punct de vedere al funcției obiectiv impuse (*500\_C2\_MOGA* și *500\_C1\_Screening*). O ultima etapă a metodologiei de calcul, o constituie compararea datelor obținute în urma modelării numerice, cu date obținute în etapa de optimizare geometrică.

Figura 6.5 prezintă diferențe geometrice dintre cele două geometrii, corespunzătoare candidaților rezultați în procesul de dimensionare și optimizare 1D și 2D. Diferențele majore s-au obținut către bordul de fugă al paletelor, însă dacă analizăm variația geometrică pe înălțimea paletelor, diferențele geometrice sunt vizibile și pentru bordul de atac, Fig.5b).

Etapile premergătoare analizei propriu-zise sunt realizate respectând noțiunile identificate în studiul realizat în Capitolul 4. Grila de calcul a fost realizată cu ajutorul programului Numeca/Fine Turbo, constând într-o schema de blocking (isomorfism topologic hexaedral). În apropierea paletelor fiind realizată o îndesire locală, având în vedere surprinderea fenomenelor ce apar în stratul limită turbulent. Drept schemă de discretizare numerică a fost folosită schema cu diferențe centrate, iar pentru modelarea turbulenței modelul  $k - \omega$  SST. Fluidul de lucru folosit pentru toate cele două cazuri este gaz ideal. Condițiile la limită impuse domeniului de calcul sunt cele corespunzătoare punctului nominal, și anume: *Intrare rotor*: presiune totală: 101353 Pa; temperatura totală: 293 K, *Ieșire rotor*: debit: 3500 Nm<sup>3</sup>/h (1.19 kg/s).

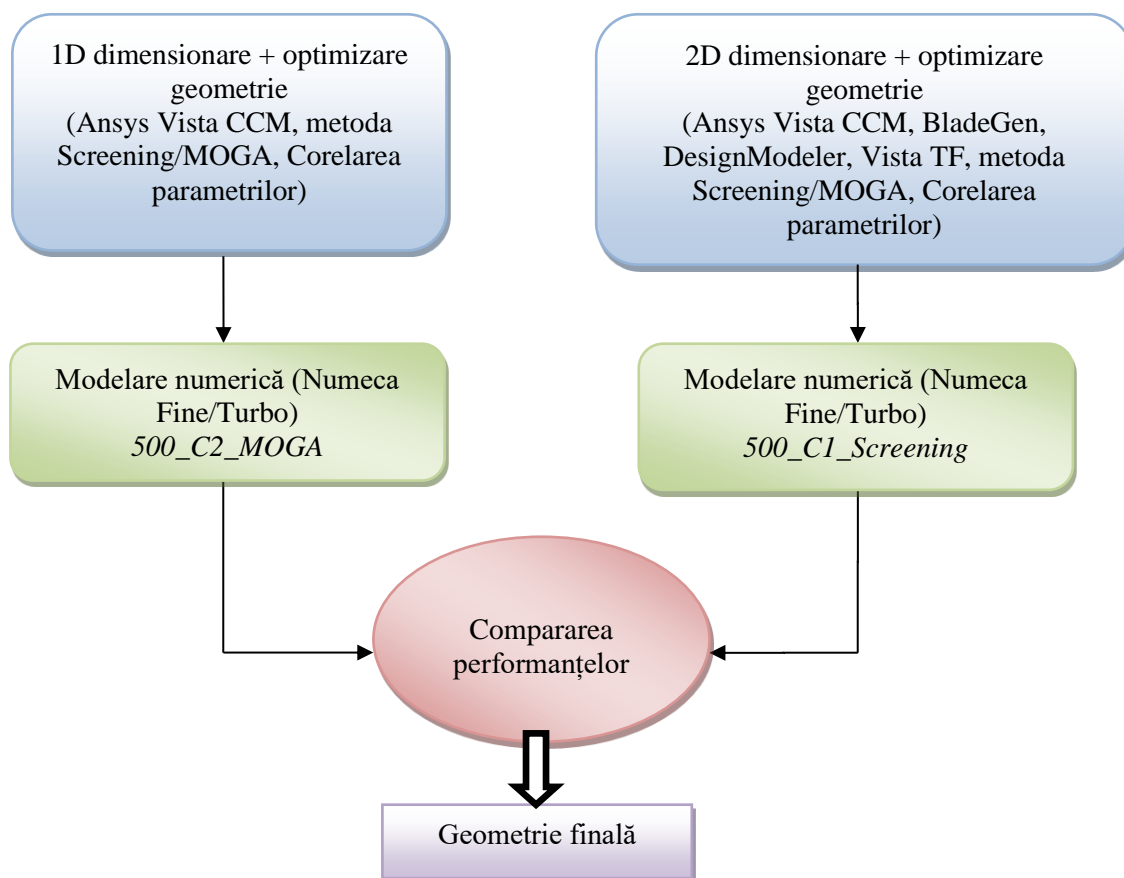


Fig. 6. 4 – Etapele de calcul necesare obținerii unei configurații optime a rotorului

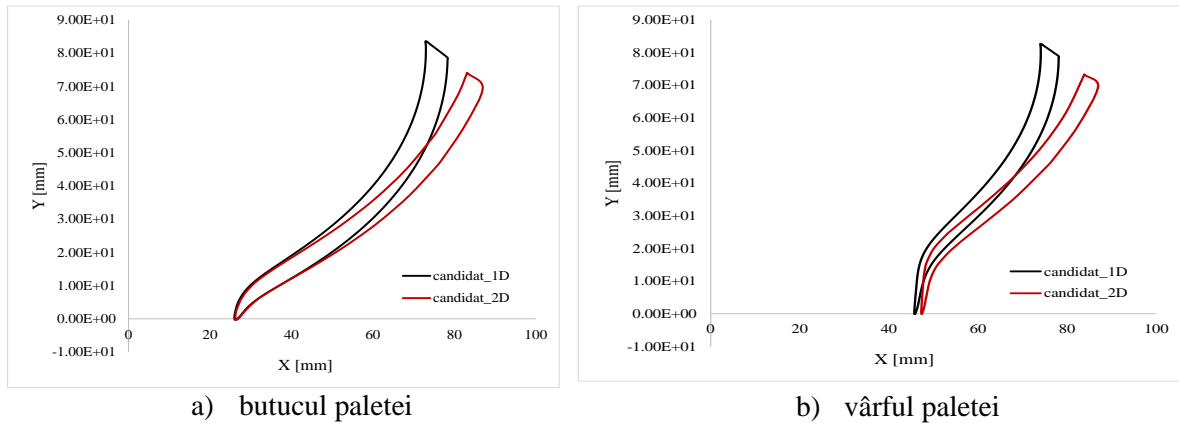


Fig. 6. 5 – Diferențele geometrice între cei doi candidați rezultați în procesul de optimizare

Graficul prezentat în Fig. 6.6 prezintă, în procente, diferențele dintre cele două analize numerice, stabilind care sunt parametrii cei mai influențați de modificările geometrice aduse. Astfel, unghiul curgerii la ieșire reprezintă parametrul pentru care s-a obținut cea mai mare diferență între cele două metode, iar în completare cu restul modificărilor aduse parametrilor, conduce la diferențele geometrice și de performanță între cele două metode de optimizare. Din punct de vedere al evaluării performanțelor rotorului, există o creștere a randamentului cu 2.145% în cazul analizei de dimensionare 2D și o scădere a puterii cu 2.04% pentru aceeași analiză. În evaluarea gradului de comprimare, diferența dintre cele două modele este mică, sub 0.015%, pentru acest parametru obținându-se și cea mai mică diferență.

Pe baza acestor rezultate se poate afirma că procesul de optimizare 2D, ce presupune parametrizarea paletii de rotor, conduce la obținerea unor performanțe mai crescute ale rotorului.

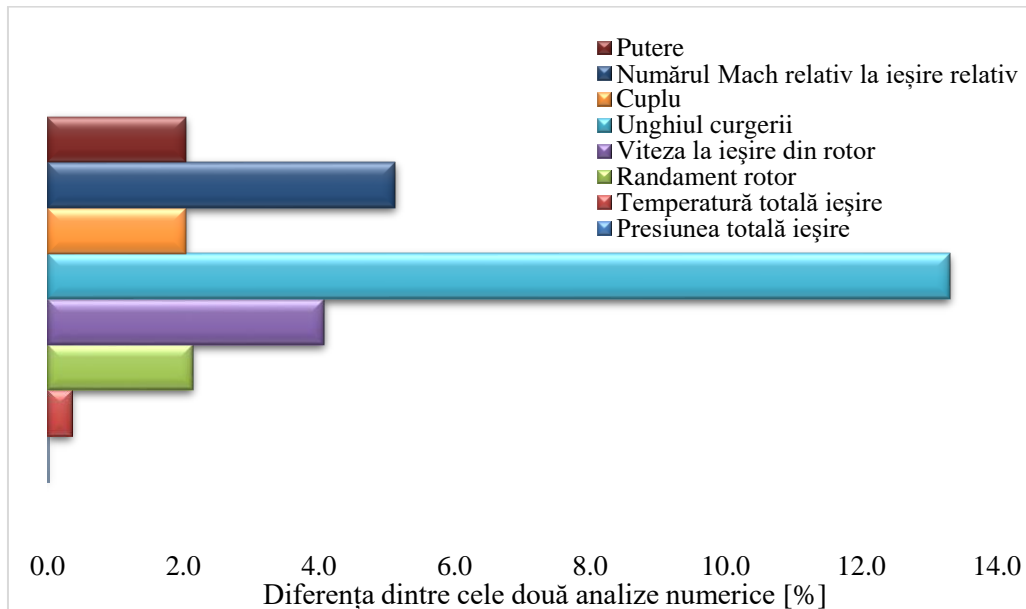


Fig. 6. 6 – Comparația parametrilor de interes pentru cei doi candidați (*500\_C2\_MOGA* și *500\_C1\_Screening*)

În afara acestei etape de comparare a rezultatelor celor două analize CFD, este necesară și compararea cu rezultatele obținute în procesul de optimizare, pentru a stabili în ce măsură un calcul de optimizare poate stabili performanțele unui rotor.

Figura 6.7 compară rezultatele etapelor de calcul între ele, astfel: analiza de dimensionare 1D vs. analiza de dimensionare 2D și modelarea numerică 3D pentru geometria analizei 1D vs. geometria analizei 2D. Potrivit acestui grafic, prin compararea celor două geometrii pentru procesul de modelare numerică (3D) se obțin diferențe până în 3% între performanțele celor două configurații. Însă atunci când se compară modelele de dimensionare al geometriei, diferențele se dublează pentru unii parametri, ajungând la 5% în cazul gradului de comprimare. Modelul de dimensionare 1D conduce la obținerea unor valori mai ridicate ale performanțelor; acesta fiind un model simplu de predimensionare bazat pe teoria fundamentală a turbomașinilor, împreună cu corelațiile empirice specifice fără a lua în calcul modelarea pierderilor. Modelul 2D la rândul său se bazează pe corecții conservatoare (modelul Euler împreună cu aproximări ale pierderilor în stratul limită bazate pe modele experimentale), astfel aproximarea performanțelor este realizată cu o precizie mai crescută.

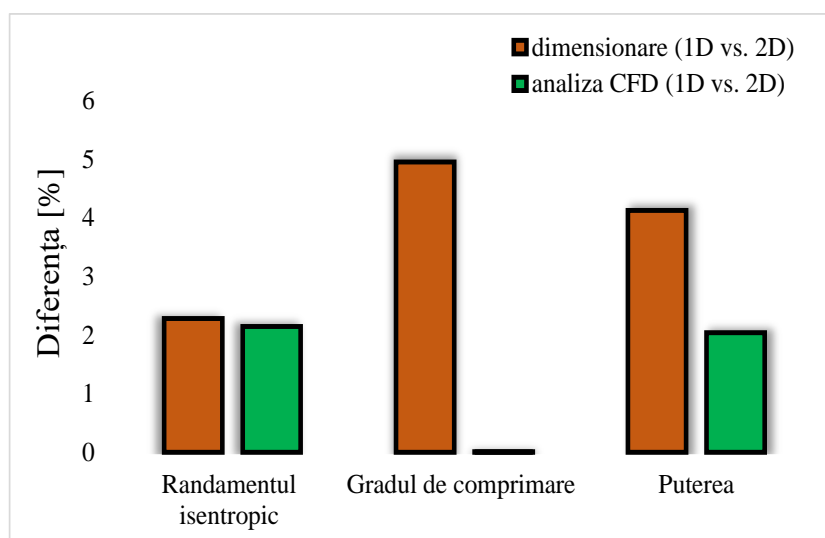


Fig. 6.7 – Comparație privind rezultate procesului de dimensionare a rotorului (1D vs. 2D), modelare numerică (geometrie 1D vs. geometrie 2D)

Figura 6.8 prezintă diferențele obținute între cele trei rotoare ale suflantei: rotorul închis (existent pe suflantă), rotor deschis dimensionare 1D (procesul de optimizare - metodele Screening, MOGA, corelarea parametrilor) și rotorul deschis dimensionare 2D (BladeGen, DesignModeler, analiză inviscidă - model Euler, metode Screening, MOGA și corelarea parametrilor). Diferențele pentru parametri de performanță sunt până în 8%, optimizarea rotorului conducând la creșterea puterii consumate, această majorare fiind obținută față de geometria corespunzătoare modelului de dimensionare 1D. Optimizarea configurației geometrice a rotorului contribuie într-un procent destul de mare la eficientizarea energetică a suflantei, prin creșterea randamentului cu până la 7% (geometria corespunzătoare modelului de dimensionare 2D).

### Concluzii preliminare

Capitolul 6 prezintă procesul de reproiectare și optimizare al unui rotor radial. Acest rotor reprezintă o parte integrată a ansamblului unei turbosuflantei de 3500 Nm<sup>3</sup>/h. Rotorul inițial, al turbosuflantei studiate, fiind de tip închis, și dezvoltat cu metode tradiționale de dimensionare

conducând astfel la obținerea unui randament scăzut (88%), comparativ cu noile performanțe ce se pot obține pentru rotoarele radiale. Astfel, acest capitol prezintă procesul de dimensionare și optimizare al unui rotor deschis, care să satisfacă cerințe de proiectare corespunzătoare suflantei.

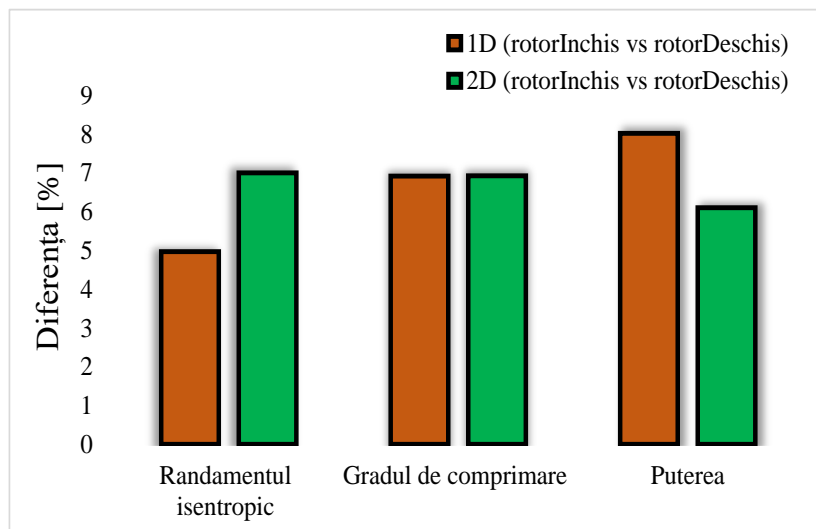


Fig. 6. 8 – Comparația performanțelor rotorului închis cu cele două rotoare deschise optimizate

Pentru obținerea unei configurații optime s-au ales două metode de dimensionare și optimizare a rotorului:

a) metoda bazată pe dimensionarea 1D folosind ANSYS Vista CCM, urmată de etapele de optimizare, ce presupun stabilirea parametrilor importanți în calcul unui rotor și definirea unei game de variație a acestora, impunerea unei funcții obiectiv care să conducă la obținerea rezultatelor dorite de la rotor (grad de comprimare, putere scăzută, randament ridicat) și procesul de corelare al parametrilor implicați în definirea rotorului;

b) dimensionarea 1D, urmată de mici modificări aduse geometriei în BladeGen (forma bordului de fugă și de atac, unghiul de instalare al paletii, grosime paletă etc.), parametrizarea geometriei în DesignModeler, impunerea funcției obiectiv, procesul de optimizare directă și corelarea parametrilor.

Pe baza procesului de optimizare au fost obținuți o serie de candidați ce satisfac funcția obiectiv impusă (randament cât mai ridicat, putere cât mai mică), iar dintre ei a fost selectat câte un candidat pentru fiecare metodă de optimizare. Performanțele obținute pentru cei doi candidați fiind ulterior comparate cu rezultatele obținute în urma analizei numerice 3D, corespunzătoare acestor candidați. În comparația rezultatelor obținute pentru dimensionarea 1D și 2D, parametrii de performanță au fost supraestimați de modelul 1D (teoretic) cu până la 5%, în cazul gradului de comprimare. Această supraestimare se datorează lipsei unor modele de evaluare a pierderilor și a unei descrieri succinte a curgerii datorată modelului.

Discrepanțe există și între rezultatele obținute în urma modelului de dimensionare 2D și modelarea numerică 3D a geometriei; de până la 9% pentru gradul de comprimare; astfel, parametrul cel mai supraevaluat din această analiză este gradul de comprimare.

În compararea celor două modelări 3D (corespunzătoare candidaților *500\_C2\_MOGA* și *500\_C1\_Screening*) diferențele sunt mult mai mici, de până în 2.4% în cazul gradului de



comprimare. Aplicarea unui model numeric complet, de tip RANS îmbinat cu modelul de turbulență  $k - \omega$  SST a condus la o evaluare mai precisă a curgerii fluidului în canalele rotorului și în evaluarea performanțelor.

Succesul procesului de optimizare depinde de câteva elemente, cele mai importante fiind: simplitatea și claritatea funcției obiectiv, eșantionarea spațiului parametrilor liberi, precum și precizia evaluării indivizilor. Funcția obiectiv utilizată poate fi adaptată în funcție de cerințe și de realitățile cazului studiat (ea trebuind să rămână una realistă), în timp ce eșantionarea și precizia evaluării indivizilor sunt dependente de resursele disponibile. Trebuie, așadar, gândit un echilibru între precizia de modelare și numărul minim de eșantioane necesare optimizării propriu-zise.

## CAPITOLUL VII

### VALIDAREA MODELĂRII NUMERICE PRIN INTERMEDIUL CERCETĂRII EXPERIMENTALE

Validarea analizelor numerice realizate în Capitolul VI presupune de cele mai multe ori compararea datelor numerice cu cele obținute în urma unei campanii experimentale. Însă există și posibilitatea verificării acestora prin intermediul validării modelului matematic, aplicat în procesul de simulare numerică. Iar pentru validarea acestuia sunt comparate datele experimentale ale mai multor cazuri geometrice existente în literatura de specialitate cu cele numerice, obținute în urma modelării numerice CFD pentru fiecare dintre ele. Un astfel de studiu a fost realizat și în Capitolul V, iar rezultatele obținute confirmă faptul că metodele numerice folosite sunt capabile să determine destul de precis performanțele unui rotor, indiferent dacă acestea sunt evaluate la punctul nominal sau în afara lui.

#### 7.1. Validare model – caz I

În completarea afirmației anterioare, și pentru o confirmare suplimentară a rezultatelor procesului de modelare numerică, este prezentată comparația rezultatelor obținute în urma testelor experimentale pentru rotorul închis, cu cele corespunzătoare simulării numerice.

Turbosuflanta de  $3500 \text{ Nm}^3/\text{h}$  ce reprezintă baza acestei cercetări, face parte din recuzita INCD Turbomotoare COMOTI, fiind dezvoltată într-un proiect ce avea ca scop conceperea și experimentarea unei suflante folosită în stațiile de epurare a apelor industriale. Ansamblul suflantei de  $3500 \text{ Nm}^3/\text{h}$  este prezentat în Fig. 7.1 și evidențiază suflanta aflată pe standul de experimentare (a, b), o parte a sondelor folosite la instrumentare (a, b).

Figura 7.2 prezintă diferențele dintre datele experimentale (*\*\*\*Comoti,2008*) și rezultatele numerice obținute în urma analizei CFD. Potrivit acestor date, diferențele dintre cele două cazuri sunt sub 3%, ceea ce reprezintă o validare a modelului CFD aplicat. Cea mai mare diferență între rezultate se obține pentru cea mai mică presiune, și anume de 1.5 bar. Pe măsură ce presiunea crește această diferență scade, fiind sub 1% la o presiune de 1.6 bar. Simulările numerice, realizate pentru aceste cazuri sunt mai precise pentru punctele de lucru apropiate de

punctul de proiectare al suflantei. Astfel, diferențele obținute în jurul punctului nominal sunt cele mai mici; simulările numerice estimând corespunzător performanțele suflantei.

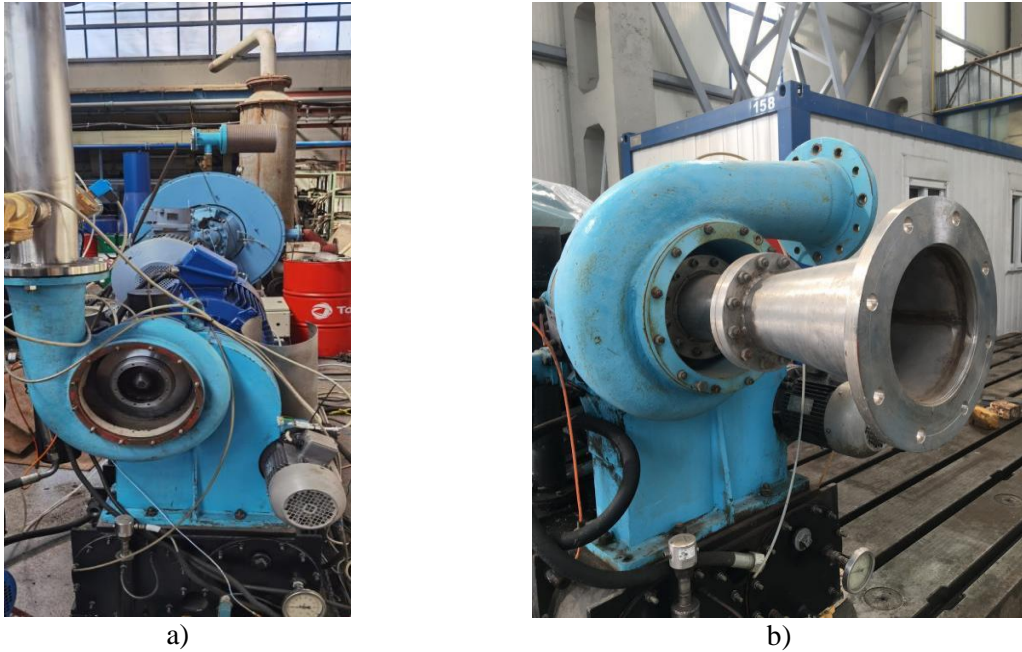


Fig. 7. 1 – Ansamblul suflantă 3500 Nm<sup>3</sup>/h pe standul experimental

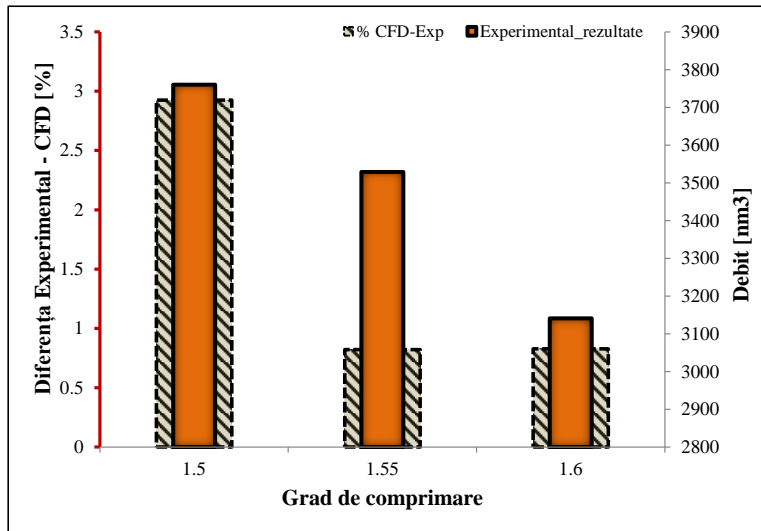


Fig. 7. 2 – Comparație CFD – experimental a gradului de comprimare

## 7.2. Validare model – caz II

În susținerea analizelor numerice prezentate în Capitolul VI, a fost realizată o analiză suplimentară a unui compresor utilizat pentru înmagazinarea subterană a gazelor. Prin intermediul analizei descrise în cele ce urmează, se dorește accentuarea acurateții procesului CFD, fiind prezentată o analiză realizată prin similitudine, pentru un echipament de înaltă eficiență energetică.

Tema proiectului a avut ca scop dezvoltarea unei trepte de comprimare cu randament cât mai ridicat, care să respecte următoarele cerințe: diametrul exterior 350 mm, presiune de

aspirație între 10 și 12 bara, puterea maximă de antrenare a rotorului 400 kW, turație maximă 24000 rpm și un grad minim de comprimare de 1.55 (\*\*Comoti, 2006), iar ca fluid de lucru metan.

Probele experimentale pentru acest compresor s-au desfășurat în condiții de similitudine, utilizând ca fluid de lucru aerul, conform normelor PTC10 - conform ASME, respectiv ISO 5389 (\*\*Comoti, 2006). Figura 7.3(a) prezintă ansamblul rotorului centrifugal corespunzător compresorului, împreună cu un detaliu privind probele de presiune folosite în instrumentarea difuzorului paletat Fig. 7.3(b).

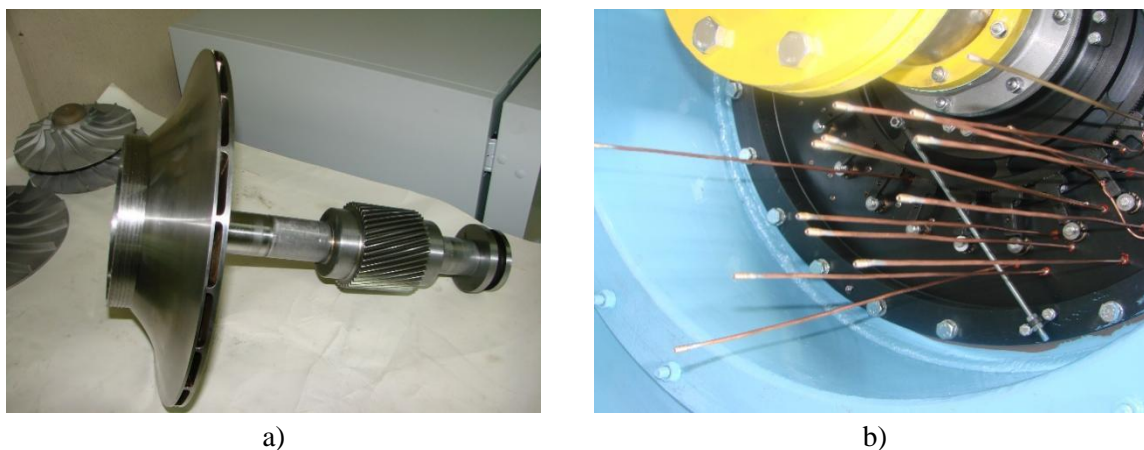


Fig. 7. 3 – Echipament compresor centrifugal (Gherman, Dumitrescu, & Nitulescu, 2018)

Punctul de similitudine corespunzător testelor experimentale aparține turației de 14915 rpm, presiunea totală la intrare 0.9995 bar, temperatura totală de 27°C și un debit de 0.437 kg/s. Evoluția fluidului în treapta de comprimare este prezentată prin intermediul unor parametrii considerați importanți pentru funcționarea compresorului.

Distribuția presiunii totale în treapta de comprimare este ilustrată în Fig. 7.4. Variația acesteia este uniformă pe circumferință, prezentând o creștere a valorii pe măsură ce fluidul se îndreaptă spre ieșirea din rotor. Odată ajuns fluidul în stator, are loc o ușoară scădere a presiunii totale, ajungând la ieșirea din treapta de comprimare la o valoare de 1.73 bar.

Reprezentarea numărului Mach la 50% din înălțimea paletei, Fig. 7.5, ilustrează o curgere subsonică în rotor, fără desprinderi ale stratului limită turbulent. Valoarea medie a numărului Mach la ieșirea din rotor fiind de 0.594 și scade până la 0.19 la ieșirea din stator.

Compararea rezultatelor numerice cu date experimentale a fost realizată pe baza presiunilor obținute prin intermediul celor două metode de evaluare a performanțelor compresorului. În ceea ce privește curgerea în rotor, analiza CFD estimează corespunzător pierderile de presiune, cu o diferență de sub 2.5%. Pentru difuzorul paletat au fost comparate valorile presiunii obținute la intrarea și ieșirea din acest domeniu, rezultatele fiind prezentate în Fig. 7.6. La intrarea în difuzor, discrepanțele sunt de până la 5%, și ajung la ieșire până la 7.6%. Modelul CFD, supraestimează presiunea totală, iar acest lucru se poate datora atât modelului de turbulență folosit, cât și modelului RANS ce nu poate estima cu mare precizie pierderile în difuzor. Însă pentru un model RANS, cu un număr limitat de celule ale grilei, diferențele sunt considerate a fi acceptabile în estimarea pierderilor din treapta de comprimare.

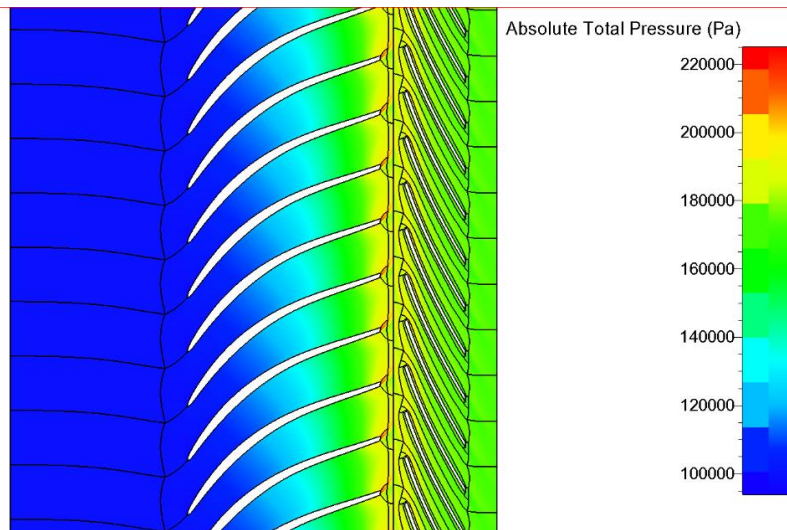


Fig. 7. 4 – Presiunea totală în treapta de comprimare

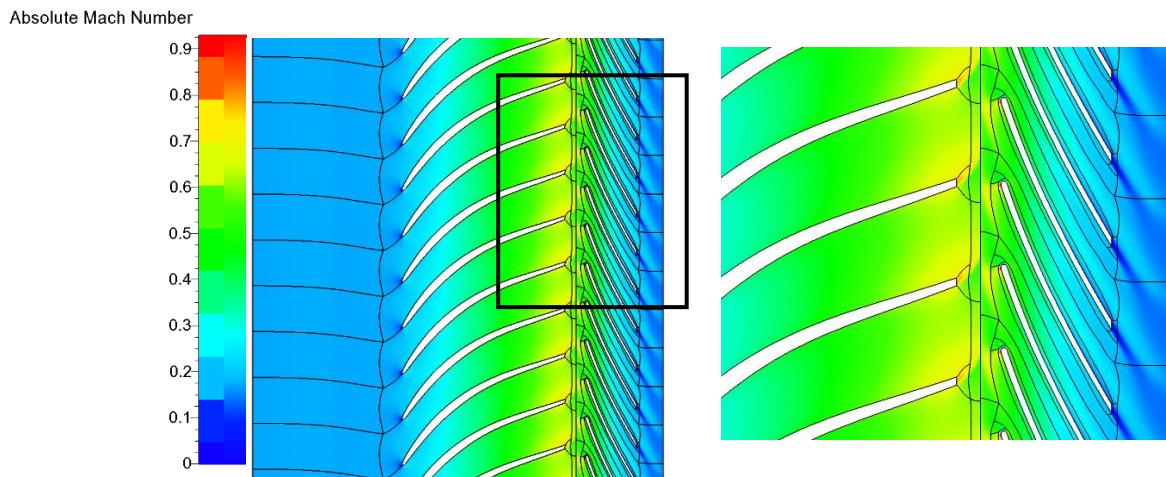


Fig. 7.5 – Numărul Mach în treapta de comprimare

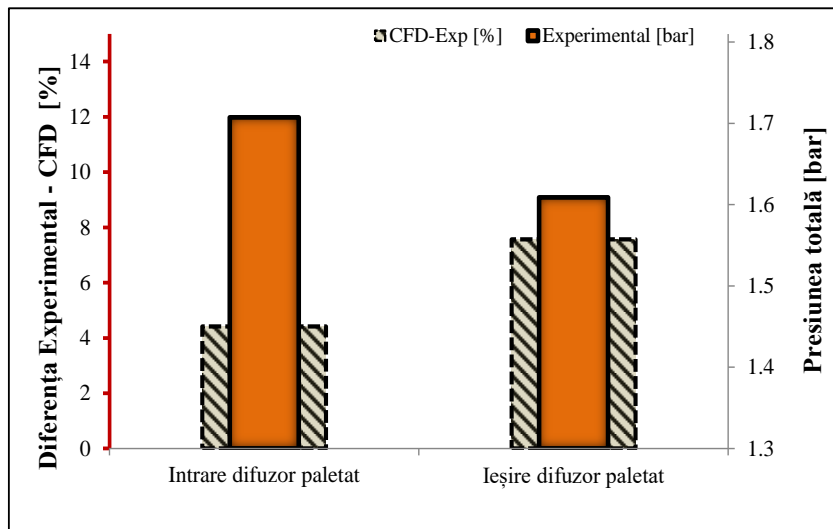


Fig. 7. 6 – Comparație CFD – Experimental pentru difuzorul paletat

### 7.3. Eficientizare energetică

Lucrarea prezentă, se alătură studiilor din literatura de specialitate corespunzătoare domeniul turbomașinilor centrifugale, prin încercarea sa de a participa la eficientizarea energetică a acestora. Consumul ridicat de energie asociat suflantelor și compresoarelor de aer, împreună cu creșterea prețurilor la energie fac din aceste echipamentele candidații ideali pentru cercetare, în vederea îmbunătățirii și reducerii costurilor ciclului de viață.

Costurile de energie și cele de mentenanță reprezintă cea mai mare parte a costurilor asociate ciclului de viață a unui echipament de comprimare aer. Printre factorii ce contribuie nefavorabil la creșterea costurilor energiei se regăsesc: folosirea sistemului la o presiune incorectă, ce contribuie atât la creșterea consumului de energie, cât și la pierderi financiare; pierderile de aer din sistem ce influențează în mod negativ puterea; funcționarea compresorului în gol fără a comprima aer; calitatea scăzută a aerului la intrare în echipament; proiectare incorectă sau incompletă a sistemului ce poate conduce la reducerea eficienței acestuia etc. Pe lângă factorii menționați, există și alții ce contribuie în special la costuri ridicate de mentenanță.

Studiul realizat în această lucrare a avut ca scop înlocuirea rotorului existent cu o variantă optimizată a acestuia, care să asigure o creștere a randamentului suflantei, pentru o putere consumată cât mai mică. Procesul de optimizare numerică bazat pe optimizarea formei paletelor, a condus la o creștere a randamentului rotorului cu până la 7%, însă această creștere a randamentului conduce și la creșterea puterii consumate de suflantă. Însă, noua configurație de rotor ce conduce la creșterea randamentului asigură pentru aceleași condiții de funcționare o creștere a gradului de comprimare cu 6.93%, îmbunătățind gama de funcționare a suflantei. Astfel, metodologia de dimensionare și optimizare descrisă în această lucrare contribuie la eficientizarea energetică a echipamentelor de comprimare centrifugale.

Un astfel de proces de optimizare, realizat ținând cont de constrângerile specifice domeniului de funcționare al suflantei/compresorului, poate asigura scăderea pierderilor de presiune în echipament, creșterea randamentului și/sau mărirea gamei de funcționare, dar și creșterea duratei de viață a echipamentului, ceea ce conduce la costuri financiare mai mici. De asemenea, este important de stabilit încă din etapa de proiectare dacă scopul echipamentului de comprimare este:

- funcționarea îndelungată la o eficiență maximă, ceea ce conduce la o putere consumată mai mică și implicit reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>;
- funcționarea într-o gamă de lucru cât mai extinsă;
- ambele ceea ce impune utilizarea unei proceduri de optimizare, precum cea descrisă în această lucrare, pentru a asigura dimensionarea unui astfel de echipament.

## CAPITOLUL VIII

### CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI PERSPECTIVE DE VIITOR

Teza de doctorat intitulată *Eficientizarea energetică a proiectării și exploatării turbomașinilor* a urmărit determinarea unei modalități de eficientizare energetică a domeniului

sufiantelor centrifugale prin intermediul simulărilor CFD corelate cu metode numerice de optimizare bazate pe algoritmi genetici. Determinarea unei astfel de metode reprezintă un pas important în domeniul turbomașinilor; acestea reprezentând unele dintre cele mai mari consumatoare de energie ale lumii, și implicit o țintă atractivă pentru îmbunătățirea eficienței energetice.

Teza de doctorat a fost structurată în opt capitole în vederea îndeplinirii obiectivului general și a obiectivelor specifice definite în Capitolul I. Studiile realizate se focusează pe dezvoltarea metodologiei de dimensionarea a rotoarelor centrifugale prin stabilirea importanței metodelor de optimizare și a parametrilor implicați în proces, definirea importanței etapelor de modelare numerică și validarea modelului matematic aplicat în procesul de modelare numerică cu ajutorul datelor experimentale.

Concluziile generale rezultate în urma studiului de cercetare sunt următoarele:

- Modelările numerice reprezintă baza determinării performanțelor turbomașinilor, constituind o modalitate mult mai rapidă de obținere a unei configurații, beneficiind în același timp de costuri reduse și lipsa campaniilor experimentale recurente.

Capitolul IV stabilește importanța etapelor de modelare numerică, punând accent pe determinarea influenței *grilei de calcul* asupra gradului de comprimare și randamentului isentropic al unui rotor centrifugal. Pe lângă cele patru rezoluții diferite ale grilei: 0.7 milioane, 1.5 milioane, 5 milioane și 9 milioane, a fost analizat și impactul *modelelor de turbulență* asupra performanțelor, fiind folosite patru modelele de turbulență și anume: Spalart – Allmaras,  $v2f$ ,  $k-\omega$  Shear Stress Transport (RANS și URANS) și Explicit Algebraic Reynolds Stress Model (*EARSM*). În urma studiului, s-a constatat că pentru o dimensiune a grilei mai mare de 1.5 milioane de elemente per canal, apar instabilități numerice, iar timpul de convergență este mai mare. Modelul Spalart-Allmaras oferă un grad de comprimare mai ridicat, dar un randament ușor scăzut în comparație cu *SST*; în timp ce modelul *EARSM* conduce la randamente și grade de comprimare mai ridicate, decât toate modelele testate. Aceasta a fost interpretată ca o problemă cu formularea algebrică explicită a *EARSM* ce neagă avantajele metodei.

Toate aceste caracteristici ale modelărilor numerice sunt limitate de costurile de calcul și de nivelul de acuratețe al soluției obținute; astfel stabilirea unei metode care să conducă la un nivel maxim de precizie permis de modelările RANS, cu un efort computațional redus a reprezentat prioritatea acestei cercetări.

- Validarea modelului numeric de calcul, prin compararea unor date experimentale, reprezentative din literatura de specialitate, cu rezultatele CFD corespunzătoare configurațiilor respective a condus la obținerea unei diferențe maxime de 9%, în determinarea performanțelor. Această diferență fiind obținută pentru puncte de lucru ce nu corespund turajului nominal.

Pentru rotoarele ce funcționează la grade de comprimare mici, cât mai apropiate de 1.1 – 1.2, analiza CFD oferă rezultate de o acuratețe ridicată, sub 1% în determinarea gradului de comprimare și sub 3% pentru determinarea randamentului isentropic.

În urma acestui studiu s-a considerat că deși pot fi aduse modificări acestui model, întotdeauna va exista o eroare între experimental și CFD. Atât modelele matematice, ce sunt limitate de o serie de factori, precum: condiții la limită și inițiale, modelarea turbulenței, transfer

termic etc., cât și imposibilitatea de a fabrica exact modelul geometric calculat (depinde de complexitatea geometrică și de modalitatea de fabricație) pot conduce la diferențe între metodele de evaluare a performanțelor.

- Definirea unui metode de dimensionare a geometriei unui rotor centrifugal bazat pe corelarea calcului de predimensionare 1D și 2D, corelații empirice și algoritmi genetici.

Etapă de predimensionare 1D, calculează geometria rotorului oferind informații despre principalele mărimi geometrice ale acestuia, însă nu oferă foarte multe detalii și nici nu permite modificări asupra profilului paletei. Procesul de dimensionare 2D este cel prin intermediul căruia sunt realizate modificări suplimentare asupra paletei, însă permite și modificări asupra canalului de lucru, dacă este cazul. Corelarea acestor etape împreună cu procedura de optimizare pot conduce la minimizarea pierderilor, majorarea randamentului și/sau creșterea gamei de operare.

Un alt obiectiv important al acestei cercetări fiind stabilirea unor corelații între parametri implicați în procesul de optimizare, prin intermediul cărora se dorește determinarea influenței acestora asupra geometriei rotorului, dar și modul în care respectivii parametri se influențează unul pe altul.

Totodată a fost analizată și importanța numărului de eșantioane folosite în determinarea geometriei optime. Potrivit acestui studiu, numărul de eșantioane asigură pentru aceeași gamă de variație a unui parametru, o analiză mai amănunțită a domeniului, luând în calcul mai multe posibilități geometrice.

Metodele de optimizare alese, Screening sau MOGA, prezintă două modalități diferite de determinare a valorilor parametrilor geometrici, astfel încât, să conducă la o geometrie cât mai optimă din punct de vedere al constrângerilor impuse. Dintre cele două, metoda MOGA se bazează pe căutări multi-obiectiv, realizând optimizarea simultană a mai multor obiective, în timp ce metoda Screening caută în domeniul prevăzut și alege soluțiile cele mai potrivite.

- Validarea simulărilor numerice realizate pentru rotorul închis de suflantă, prin comparația cu date experimentale susțin rezultatele obținute în dimensionarea acestuia. Comparația dintre cele două metode de evaluare, realizată la punctul nominal de lucru prezintă o diferență mai mică de 1%, însă această valoare crește odată cu modificarea condițiilor de lucru.

Pentru a susține evaluare modelului CFD, a fost realizată o comparație suplimentară cu date experimentale corespunzătoare unui compresor centrifugal proiectat pentru a funcționa cu metan. Comparația a fost făcută în condiții de similitudine, iar discrepanțele dintre cele două metode sunt de până în 2.5% pentru rotor și sub 8% pentru măsurătorile realizate în difuzorul paletat.

Din punct de vedere științific, contribuțiile aduse prin intermediul acestei cercetări stabilesc o metodologie de dimensionare și optimizare a rotoarelor centrifugale cu ajutorul algoritmilor genetici, care să redea cu un efort computațional accesibil un nivel de acuratețe cât mai ridicat al modelărilor RANS. De asemenea, validarea numerică realizată prin compararea cu date experimentale, împreună cu studiul privind influența grilei, schemei numerice și a modelului de turbulență poate constitui o bază solidă în alegerea caracteristicilor corespunzătoare unei analize RANS care să reflecte cât mai precis valorile experimentale.

Folosirea analizei numerice bazată pe CFD, a avut încă de la apariția acesteia un impact economic mare. Creșterea puteri de calcul, a condus la obținerea configurațiilor geometrice corespunzătoare turbomașinilor, într-un timp mai scurt, evitând costuri suplimentare necesare testării experimentale iterative a produselor. Astfel, folosirea metodelor de optimizare, are un impact semnificativ asupra marilor industrii, în special asupra producătorilor, conducând la costuri reduse și timp mai scurt până la obținerea produsului final.

În ultimii ani, impactul asupra mediului reprezintă unul dintre aspectele primordiale de care se ține cont în dezvoltarea unui produs nou sau reabilitarea celor deja existente. Pentru satisfacerea cerințelor tot mai stricte din acest domeniu și implicit reducerea emisiilor poluante, sunt folosite metode de optimizare a componentelor turbomașinilor descrise în această lucrare, obținându-se fie randamente de funcționare cât mai ridicate, fie o gamă de lucru cât mai extinsă, dar cu cerințe de putere cât mai mici.

### 8.1. Contribuții personale

Teza de doctorat conține un studiu vast privind eficientizarea energetică a turbomașinilor centrifugale, mai exact al domeniului suflantelor/compressoarelor, înglobând atât noțiuni cunoscute, cât și contribuții proprii și originale, adăugând noutate temei abordate. Contribuțiile proprii ce se regăsesc în această teză sunt următoarele:

- Sintetizarea informațiilor privind stadiul actual al cercetării în domeniul mașinilor paletate centrifugale, atât din punct de vedere constructiv, cât și al metodelor de calcul folosite în dezvoltarea acestora;
- Realizarea unui studiu privind influența rezoluției grilei de calcul, a schemei numerice și a modelelor de turbulență în evaluarea performanțelor unui compresor centrifugal, precum și stabilirea legăturilor dintre aceste caracteristici;
- Definirea metodologiei de calcul, aplicarea acesteia pentru cazurile studiate și interpretarea rezultatelor, în vederea stabilirii acurateții soluției;
- Dezvoltarea unei metodologii de evaluare și validare a performanțelor unui rotor radial, pe baza comparării datelor experimentale (preluate din literatura de specialitate și nu numai) cu rezultatele numerice CFD corespunzătoare cazurilor studiate. De asemenea, pentru majoritatea configurațiilor a fost trasată caracteristica de funcționare, atât date experimentale, cât și CFD; evidențiind astfel modul în care modelul numeric influențează gradul de comprimare și randamentul isentropic al mașinii de lucru.
- Definirea unei metodologii de optimizare a procesului de realizare al rotoarelor centrifugale, prin compararea a două metode de dimensionare (prima metodă bazată doar pe optimizarea parametrilor globali ce definesc rotorul și canalul de lucru, cea de-a doua metodă bazată pe optimizarea formei paletei). Realizarea unei comparații între metodele de optimizare MOGA și Screening. Pentru aceste metode fiind realizată și o analiză de comparare a influenței numărului de eșantioane în etapa de căutare a parametrilor optimi; analiză ce trebuie să conducă la geometria cea mai bună din punct de vedere al constrângerilor impuse.
- Realizarea de modelări și simulări numerice pentru două tipuri de rotoare de suflante (închis și deschis), arătând care dintre cele două configurații este mai eficientă.



## 8.2. Direcții de cercetare în viitor

Studiile realizate în prezenta lucrare se asociază realizărilor din domeniul cercetării turbomașinilor centrifugale, însă acesta este un domeniu complex cu un nivel de interdisciplinaritate ridicat fiind tot timpul posibilă o dezvoltare continuă a acestuia, permițând identificarea următoarelor direcții de dezvoltare ulterioară ale lucrării:

- Realizarea unei analize numerice de tip LES pentru geometria obținută în această cercetare și compararea rezultatelor obținute cu modelul RANS, pentru a stabili cât de mare este diferența dintre cele două modele, ca nivel de acuratețe al rezultatelor, pentru un astfel de caz. Completarea analizei cu un studiu privind efortul computațional (hardware și interval de timp) raportat la nivelul de precizie al rezultatelor.
- Dimensionarea unei volute specifică rotorului obținut.
- Testarea experimentală a celor două componente și compararea cu date numerice. Realizând astfel o metodologie de proiectare a unei suflante/compresor centrifugal care să permită obținerea unei configurații finale, optime domeniului de utilizare într-un timp cât mai scurt.

## LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE

### I. Lucrări publicate în jurnale cotate ISI

1. Valeriu Drăgan, **Oana Dumitrescu**, Ion Mălăel, Adrian Daniel Azoitei, Rake impact on turboshaft compressors, a numerical study, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, ISSN: 0002-2667, 2020, (factor de impact 1.478)

### II. Articole publicate în reviste cotate Web of Science în domeniul tezei de doctorat

1. **Oana Dumitrescu**, Valeriu Drăgan, Ionuț Porumbel, Bogdan Gherman, Numerical assessment of a very high pressure ratio centrifugal impeller, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 916(1):012035, 2020
2. **Oana Dumitrescu**, Valeriu Drăgan, Bogdan Gherman, Aerodynamic development of a high-pressure ratio compressor for an advanced microturbine powerplant, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 916(1):012034, 2020
3. Adrian Stoicescu, **Oana Dumitrescu**, Gheorghe Fetea, Automated Multi-Reference Control for Centrifugal Compressor, *2019 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, 2019, pp. 167-171, doi: 10.1109/CIEM46456.2019.8937654
4. **Oana Dumitrescu**, Bogdan Gherman, Andreea Alcea, Tip clearance influence in CFD calculations and optimization of a centrifugal compressor stage through CFD methods, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 400, Issue 4, 2018
5. Bogdan Gherman, **Oana Dumitrescu**, Marian Nițulescu, Numerical and experimental evaluation of a centrifugal compressor, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 400, Issue 4, 2018
6. Valeriu Drăgan, **Oana Dumitrescu**, Ion Mălăel, Ionuț Porumbel, Bogdan Gherman, Cristian Pușcașu, Turbulence model sensitivity on steady state mapping of a very high pressure ratio compressor stage, AIP Conference Proceedings 2046, 020024, 2018

### III. Articole publicate în reviste cotate Web of Science în domenii conexe tezei de doctorat

1. Bogdan Gherman, **Oana Dumitrescu**, Valeriu Drăgan, Transonic flow study in a centrifugal compressor using perforated airfoils, Bulgarian Academy of Sciences. Space Research and Technology Institute. Aerospace Research in Bulgaria. 32, 2020, DOI: <https://doi.org/10.3897/arb.v32.e10>
2. Mihaela Raluca Condruz, **Oana Dumitrescu**, Tiberiu Frigioescu, Răzvan Cărlănescu, C. Dumitru, A. Ghinea, Solidification simulation and casting of an impeller designed for a thermochemical treatment furnace, AIP Conference Proceedings 2302, 120001, 2020; <https://doi.org/10.1063/5.00336622>

### IV. Articole publicate in reviste BDI în domeniul tezei de doctorat

1. **Oana Dumitrescu**, Ionuț – Florian Popa, design and optimization of a centrifugal pump as part of mechanically pumped fluid loop cooling system for spacecraft, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 83, Iss. 3, 2021, ISSN 1454-2358

**BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ**

- Ali, Z., Tucker, P., & Shahpar, S. (2016). Optimal Mesh Topology Generation CFD. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 317.
- Belhi, M., Deligant, M., Podevin, P., & Khelladi, S. (2013). Inverse methodology for centrifugal compressor design using genetic algorithm. *BulTrans-2013 Proceedings*.
- Chen, X., & Agarwal, R. (2013). Shape Optimization of Airfoils in Transonic Flow Using a Multi-Objective Genetic Algorithm. *Journal of Aerospace Engineering*, 228, (pg. 1654-1667).
- Drăgan, V., Dumitrescu, O., Mălăeș, I., Porumbel, I., Gherman, B., & Pușcașu, C. (2018). Turbulence model sensitivity on steady state mapping of a very high pressure ratio compressor stage. *ICNPAA 2018: Mathematical Problems in Engineering, Aerospace and Sciences*, American University of Armenia (AUA). Yerevan.
- Galerkin, Y., Voinov, I., & Drozdov, A. (2017). Comparison of CFD calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *IOP Conf. Series Materials Science and Engineering* 232.
- Gherman, B., Dumitrescu, O., & Nitulescu, M. (2018). Numerical and experimental evaluation of a centrifugal compressor. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*.
- Gu, Y., Pei, J., Yuan, S., Zhang, J., & Wang, W. (2016). Multi-objective optimization of centrifugal pump impeller based on kriging model and multi-island genetic algorithm. *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*.
- Hasanbeigi, A. (2010). Energy-Efficiency Improvement Opportunities for the Textile Industry. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Hataway, M. (1993). Experimental and Computational Investigation of the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor Flow Field. *NASA Technical Memorandum* 4481.
- Hirsch, C. (2007). *Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, second edition. Elsevier.
- Ibaraki, S., Tomita, I., & Sugimoto, K. (2015). Aerodynamic Design Optimization of Centrifugal Compressor Impeller Based on Genetic Algorithm and Artificial Neural Network. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* Vol. 52 No. 1.
- Japikse, D. (1996). *Centrifugal Compressor Design and Performance*. Concepts ETI, Inc., ISBN 0-933283-03-2.
- Norris, S. (2000). Chapter 2 - Finite Volume Differencing Schemes.
- Oh, H., Yoon, E., & Chung, M. (1997). An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering Part A Journal of Power and Energy*.
- Parneix, S., Durbin, P., & Behnia, M. (1998). Computation of 3-D Turbulent Boundary Layers Using the V2F Model. *Flow, Turbulence and Combustion*, vol. 60, (pg. 19–46).
- Rajakumar, D., Ramamurthy, S., & Govardhan, M. (2014). Experimental investigations on effects of tip clearance in mixed-flow compressor performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*.
- Robinson, C., Casey, M., & Woods, I. (2011). An integrated approach to the aeromechanical optimisation of turbo compressors. *ČKD Nové Energo & TechSoft Engineering*.
- Shaab, S. (2015). Design optimization of a centrifugal compressor vaneless diffuser. *ELSEVIER, International Journal of Refrigeration*, vol. 60, (pg. 142-154).
- Syka, T., Matas, R., & Luňáček, O. (2016). Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings* 1745.

- Stoicescu, A., Dumitrescu, O., & Fetea, G. (2019). Automated Multi-Reference Control for Centrifugal Compressor. International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM), pp. 167-171, doi: 10.1109/CIEM46456.2019.8937654.
- Soo-Yong, C., Kook-Young, A., Young-Duk, L., & Kim, Y.-C. (2012). Optimal Design of a Centrifugal Compressor Impeller Using Evolutionary Algorithms. Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2012.
- Timchenko, V., Tkachenko, S., Reizes, J., & Lau, G. (2016). Is comparison with experimental data a reasonable method of validating computational models? Journal of Physics Conference Series 745(3):032022.
- Tosto, F. (2018). Investigation of performance and surge behaviour of centrifugal compressors through CFD simulations, Master's Thesis in Fluid Dynamics. KUNGLIGA TEKNISKA HOGSKOLAN, KTH Mechanics.
- Wickerath, B., & Niehuis, R. (2006). A study of nonlinear eddy-viscosity models in a flow solver for turbomachinery. 25th International Congress of the Aeronautical Sciences.
- Ziegler, K. (2003). Experimentelle Untersuchung der Laufrad-Diffusor-Interaktion in einem Radialverdichter variabler Geometrie. Dissertation RWTH Aachen.
- ANRE. (2015). Model pentru întocmirea Programului de îmbunătățire a Eficienței Energetice pentru unitățile industriale în conformitate cu art.9 alin (3) lit. A) din Legea eficienței energetice nr. 121/2014. <https://www.anre.ro/ro/eficientei-energetica/legislatie/>. Accesat: Mai 2022
- \*\*\*Bakker, A. (2002). Lecture 5 - Solution Methods, Applied Computational Fluid Dynamics. Preluat de pe <http://www.bakker.org>
- \*\*\*Comoti. (2006). Raportul stiintific si tehnic. Programul Cercetare de Excelenta 2005 – 2008, Contract 753/2006.
- \*\*\*Comoti. (2007). Echipament de înaltă eficiență energetică,utilizat pentru înmagazinarea subterană a gazelor, în zonele care se confruntă cu dificultăți în alimentarea cu gaze. Etapa II/Activitatea II.2. Elaborare Program de experimentare.
- \*\*\*European, C. (2022). Preluat de pe [https://ec.europa.eu/clima/eu-action/climate-strategies-targets/progress-made-cutting-emissions\\_en](https://ec.europa.eu/clima/eu-action/climate-strategies-targets/progress-made-cutting-emissions_en)
- \*\*\*Program, W. S. (2014). Premium Efficiency Motor Selection and Application Guide, A Handbook for Industry. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy.