



UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” din
BUCUREȘTI
ȘCOALA DOCTORALĂ DE INGINERIE
ENERGETICĂ



Titlu teza doctorat:

**Cercetări teoretice și experimentale asupra
optimizării energetice a funcționării compresorului
cu șurub**

Student Doctorand: CS. ing. Aurel Valentin PETRESCU

Comisia de doctorat:

Președinte	Prof.dr.ing.Radu PORUMB
Conducător	Prof.em.dr.ing. Dan Niculae ROBESCU
Referent	Prof.dr.ing. Carmen GEORGESCU
Referent	Prof.dr.ing. Ilarie Bordeașu
Referent	CS. I. dr.ing. Gheorghe FETEA

Cuprins

Cuprins	2
INTRODUCERE	3
Actualitatea și importanța domeniului de cercetare	4
CAPITOLUL 1 Compresorul cu șurub (generalități).....	4
CAPITOLUL 2 Funcționarea compresorului cu șurub.....	5
2.1. Introducere	5
2.2. Caracteristicile constructive	6
2.3. Parametrii funcționali	6
CAPITOLUL 3 Modelarea funcționării compresorului cu șurub	6
3.1. Introducere	6
3.2 Domeniul de calcul, domeniul de discretizare și impunerea condițiilor la limită	8
3.3. Diagrama cuplului:	13
3.4. Diagrama debitului de gaz:	14
3.5. Diagrama eficienței volumice:	14
3.6. Diagrama presiunilor în camera de comprimare:	15
3.7. Diagrama puterii absorbite	16
3.8. Concluzii	17
CAPITOLUL 4 Proiectarea și experimentarea compresorului cu șurub	18
4.1. Elaborarea schemei tehnologice și de instrumentare	18
4.2. Model de soluție constructivă a compresorului de test	22
4.3 Eficiența energetică a compresorului de test	23
CAPITOLUL 5 Validarea simulării CFD cu datele experimentale	29
CONCLUZII GENERALE	32
CONTRIBUȚII ORIGINALE	34
PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ.....	35
Bibliografie:.....	38

INTRODUCERE

Compressoarele cu șurub au devenit o parte integrantă a multor procese industriale, [19], deoarece oferă o eficiență și fiabilitate ridicată în comprimarea gazelor și a aerului. Proiectarea și principiile lor de funcționare au fost studiate și rafinate pe larg de-a lungul anilor [3], rezultând designuri de ultimă generație [22], care oferă o eficiență și performanță îmbunătățită. Scopul acestei teze de doctorat este de a investiga și evalua cele mai recente progrese în tehnologia compresoarelor cu șurub și impactul potențial al acestora asupra aplicațiilor industriale.

Teza va începe prin a oferi o privire de ansamblu asupra tehnologiei compresoarelor cu șurub și a principiilor sale de funcționare. Aceasta va include o discuție aprofundată despre diferitele tipuri de compresoare cu șurub, componentele acestora și modurile lor de funcționare. Teza va analiza apoi cele mai recente progrese în tehnologia compresoarelor cu șurub, inclusiv îmbunătățiri ale designului rotorului.

Unul dintre obiectivele principale ale acestei teze este de a evalua performanța și eficiența celor mai recente modele de compresoare cu șurub. Acest lucru va fi realizat printr-o serie de teste experimentale, care vor fi efectuate pe o varietate de modele de compresoare cu șurub în diferite condiții de funcționare. Datele obținute în urma acestor teste vor fi analizate pentru a identifica orice tendințe și pentru a determina eficiența generală a celor mai recente modele de compresoare cu șurub.

Pe lângă evaluarea performanței compresoarelor cu șurub, teza va explora, de asemenea, potențialele aplicații ale acestei tehnologii în diferite aplicații industriale. Aceasta va include o discuție despre avantajele și dezavantajele compresoarelor cu șurub în comparație cu alte tipuri de echipamente de comprimare, precum și o trecere în revistă a studiilor de caz și a exemplelor reale de aplicații ale compresoarelor cu șurub.

Această teză de doctorat reprezintă o contribuție nouă în acest domeniu în România. Deși compresoarele cu șurub au fost utilizate pe scară largă în industrie de mulți ani, nu a existat un studiu cuprinzător al proiectării, simulării și testării lor în contextul tehnic și științific românesc.

Oferind o analiză detaliată a tehnologiei compresoarelor cu șurub și a aplicării acesteia în industria petrolului și gazelor, această teză servește drept inspirație pentru inginerii și studenții din România care sunt interesați de acest domeniu. Autorul a adus o contribuție semnificativă la baza de cunoștințe pe această temă, iar munca lui îi va inspira, fără îndoială, pe alții să exploreze în continuare potențialul compresoarelor cu șurub. În acest domeniu există multiple aspecte care așteaptă cu grabnic răspunsul pe partea tehnică și științifică.

De asemenea, autorul a depășit multe provocări pentru a testa compresoarele utilizate în acest studiu. Industria petrolului și gazelor naturale este un mediu complex

și provocator, iar efectuarea testelor pe compresoare poate fi dificilă și consumatoare de timp.

În cele din urmă, scopul acestei teze este de a oferi o trecere în revistă cuprinzătoare a celor mai recente progrese în tehnologia compresoarelor cu șurub, a performanței și eficienței acestora, precum și a potențialelor lor aplicații în diferite setări industriale. Procedând astfel, această cercetare va contribui la o mai bună înțelegere a tehnologiei compresoarelor cu șurub și a impactului său potențial asupra proceselor industriale.

Actualitatea și importanța domeniului de cercetare

Prin comparație cu alte tipuri de compresoare, de exemplu compresoarele cu piston, istoria și tehnologia compresoarelor cu șurub este relativ nouă. Alf Lysholm [25], un inginer suedez, a încercat pentru prima oară în 1930 să proiecteze un compresor cu piese în mișcare de rotație care să poată opera la turații mai mari decât compresoarele cu piston, pentru a putea fi acționat direct de o turbină. Lysholm a utilizat o combinație de rotori 3+3 și 4+6 de diametre diferite, experimentările având loc în 1937 și rezultatele au fost foarte încurajatoare. Dezvoltarea ideii de comprimare prin utilizarea compresorului cu șurub și aplicarea industrială a fost continuată de firma SRM (Swenska Rotor Maskiner) [5], [21]. Prima firmă care a preluat licența a fost firma HOWDEN din Scoția în anul 1946, apoi de nenumărate firme din Europa, America, Japonia și Europa de Est [21].

La început a fost dezvoltată varianta „oil-free”, apoi, în 1957, varianta „oil injected” pentru comprimarea aerului, urmată de varianta pentru gaz și refrigeranți în 1961.

Cercetările continue și dezvoltarea au permis compresoarelor cu șurub să-și găsească o poziție pe piață, diversificându-și gama de dimensiuni într-o manieră mult mai explozivă față de oricare alt tip de compresoare [3].

CAPITOLUL 1 Compresorul cu șurub (generalități)

Pentru realizarea performanțelor în condiții de eficiență maximă (randamente maxime volumice și adiabatică, și deci putere specifică consumată pentru comprimare a 1 Nm³ de gaz la valori minime), se analizează căile de îmbunătățire a performanțelor compresoarelor cu șurub. Printre acestea se menționează: jocul dintre rotori și carcasă; jocuri între rotori; analiza configurației rotorilor din punct de vedere al deformațiilor (raportul L/D, materiale etc); controlul injecției de ulei, pentru aprecierea deformațiilor termice; profilul rotorilor pentru minimizarea jocurilor; acoperirilor rotorilor în vederea reducerii jocurilor/cheltuielilor de fabricație (mari, pentru rotori cu toleranțe strânse).

Pe plan internațional, utilizarea industrială a compresoarelor cu șurub a început cu anii 1970 pentru tipul de compresor cu șurub fără injecție de ulei, respectiv din anii

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

1980 pentru tipul de compresor cu șurub cu injecție de ulei. Raportat la compresoarele cu piston, respectiv la cele centrifugale, compresoarele cu șurub prezintă următoarele caracteristici avantajoase:

- fiabilitate ridicată;
- costuri mici de întreținere;
- fundație extrem de simplă;
- montarea întregii instalații pe un batiu ușor de manevrat și instalat (costuri mici de transport);
- costuri de operare mici;
- preț inițial mic;
- putere mică consumată raportată la condițiile de lucru;
- adaptabilitate la variații precum compoziția gazului, evoluția în timp a parametrilor de presiune/debit din stații.

Cercetările continue și dezvoltarea tehnologică au permis compresoarelor cu șurub să-și găsească o poziție pe piață, diversificându-se gama de dimensiuni într-o manieră mult mai explozivă față de oricare alt tip de compresoare.

Progresele tehnologice realizate în construirea compresoarelor cu șurub a făcut ca acestea să fie folosite cu succes pentru înlocuirea compresoarelor cu piston în industria petrolieră.

CAPITOLUL 2 Funcționarea compresorului cu șurub

2.1. Introducere

Intervalul normal de funcționare al compresoarelor cu șurub este de până la 3,5 bar (abs) pentru compresoare fără injecție de ulei și de până la 16 bar la compresoare cu injecție de ulei. Pentru presiuni mai mari de 10 bar sunt necesare modele speciale pentru a asigura integritatea mecanică a compresorului. Prin aceasta metodă, au fost proiectate și construite compresoare cu șurub pentru a funcționa cu succes la presiuni de lucru de 65 bar și încercările au fost făcute pentru a ajunge la presiuni de refulare de 80 bar.

Rotoare cu profilul "N", dezvoltate de City University, au fost adoptate ca cele mai potrivite pentru o unitate de înaltă presiune și acestea au fost supuse la optimizări detaliate local pentru a obține cele mai bune performanțe în intervalul de funcționare.

2.2. Caracteristicile constructive

Ansamblul prezintă următoarele caracteristici constructive:

- profilul rotorilor: tipul "N" Rack Generated, UK Patent 9610289.2
- numărul de lobi: 5 lobi rotorul conducător, 6 lobi rotorul condus
- distanța dintre axele rotorilor: 180 mm
- lungimea rotorilor: 412.4 mm
- raportul lungime/diametru: 1,35
- unghiul de răsucire al elicei (wrap angle): 300 °
- diametrul exterior: 256,5 mm la rotorul conducător, 202,5 mm la cel condus
- diametrul de divizare: 163,63 mm la rotorul conducător, 196,36 mm la cel condus
- diametrul la fund: 157,41 mm la rotorul conducător, 103,41 mm la cel condus
- volumul teoretic: 12,5651 l/rotație
- raport volumic : $v_i = 3,5$.

2.3. Parametrii funcționali

a) Parametrii funcționali (nominali) ai ansamblului compresorului cu șurub sunt următorii [6]:

- presiunea de aspirație: 1 bara
- presiunea de refulare: 16 bara
- debitul volumic: 1860 Nm³/h
- temperatura gazului la aspirație: 15 °C
- temperatura gazului la evacuare: 80÷85 °C
- gazul vehiculat: gaz natural
- turația de antrenare a motorului electric: 1475 rot/min
- randamentul volumic: 0,788
- randamentul adiabatic: 0,761

CAPITOLUL 3 Modelarea funcționării compresorului cu șurub

3.1. Introducere

În timpul angrenării dintre rotori, când volumul realizat între aceștia și carcasă este maxim și pasajul dintre orificiul de aspirație și volum s-a închis, volumul începe să descrească și începe procesul de comprimare. Când volumul trece prin dreptul

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

orificiului de refulare ("butterfly valve") începe refularea. Faza de aspirație, comprimare dar și refularea sunt prezentate schematic în figura 3.1. Cu albastru este prezentat procesul de aspirație atunci când crește volumul din camera de aspirație, cu verde începutul comprimării, cu galben și portocaliu sunt etape intermediare de comprimare și cu roșu este refularea compresorului.

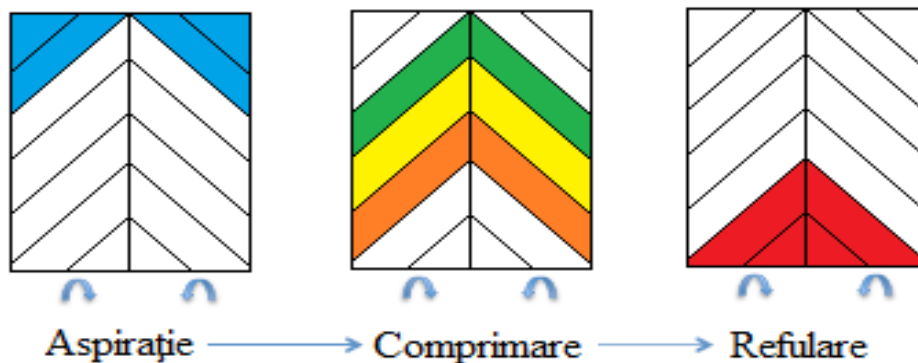


Figura 3.1. Schema de comprimare a compresorului cu șurub (imagine autor)

Simularea CFD a funcționării compresoarelor cu șurub cu injecție de ulei prezintă mai multe provocări din cauza prezenței uleiului în compresor. Iată câteva dintre provocările care trebuie abordate la simularea compresoarelor cu șurub cu injecție de ulei folosind CFD:

- **Injecția de ulei:** În compresoarele cu șurub, uleiul este injectat pentru a lubrifia și răci piesele în mișcare. Modelarea injecției de ulei în compresor este crucială pentru a surprinde cu exactitate scăderea pierderilor de gaz între camerele de comprimare. Cu toate acestea este dificil de prezis debitul de injecție a uleiului și comportamentul uleiului în cadrul compresorului.
- **Curgere multifazică:** prezența uleiului în compresor creează curgere multifazică, ceea ce face dificilă simularea utilizând CFD. Picăturile de ulei pot fuziona și forma o peliculă la suprafață, ceea ce poate cauza deformarea rețelei și duce la rezultate inexacte ale simulării.
- **Modelarea turbulenței:** curgerea turbulentă în interiorul compresorului este o altă provocare în simularea CFD. Prezența picăturilor de ulei poate afecta modelarea turbulenței iar abordările diferite de modelare pot duce la rezultate diferite de simulare.
- **Resurse de calcul:** simularea CFD a compresoarelor cu șurub cu injecție de ulei sunt costisitoare din punct de vedere computațional și necesită resurse de calcul de înaltă performanță pentru obținerea rezultatelor scontate într-un interval de timp rezonabil.

Simularea unui compresor cu șurub pentru o rotație, implică de obicei modelarea fluxului de fluid în interiorul compresorului pe un ciclu complet de rotație. Simularea surprinde modificările de presiune, temperatură și viteză ale fluidului pe măsură ce se deplasează prin compresor spre zona de refulare.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Procesul de simulare începe cu crearea unui model 3D detaliat al geometriei compresorului cu șurub, inclusiv rotoarele, carcasa și porturile. Modelul este apoi discretizat în elemente de calcul mici, sau celule, folosind un software de meshing. Rezoluția rețelei este un factor esențial care determină acuratețea și costul de calcul al simulării.

Apoi software-ul de simulare este folosit pentru a rezolva ecuațiile Navier-Stokes care guvernează fluxul de fluid în interiorul compresorului. Ecuațiile sunt rezolvate numeric pe parcursul unui ciclu complet de rotație, de obicei la 360 de grade, folosind o abordare cu trepte de timp. Soluția ia în considerare condițiile la limită, cum ar fi presiunea și temperatura de intrare și ieșire a compresorului, viteza de rotație și geometria compresorului.

Grila de simulare pentru compresorul cu șurub are o rezoluție de 1,5 grade pentru un sector de 72 de grade, iar sectoarele rămase sunt modelate cu condiții ciclice.

Pentru a descrie funcționarea compresorului cu șurub s-a ales prezentarea unei rotații complete a rotorului conducător.

3.2 Domeniul de calcul, domeniul de discretizare și impunerea condițiilor la limită

Compresorul utilizat pentru acest studiu este un compresor cu injecție de ulei care are 5/6 lobi. Turația de operare a acestui compresor variază între 500 și 1500 rotații pe minut. Diametrul rotorului conducător este de 256,692 mm iar al celui condus este de 202,796 mm.

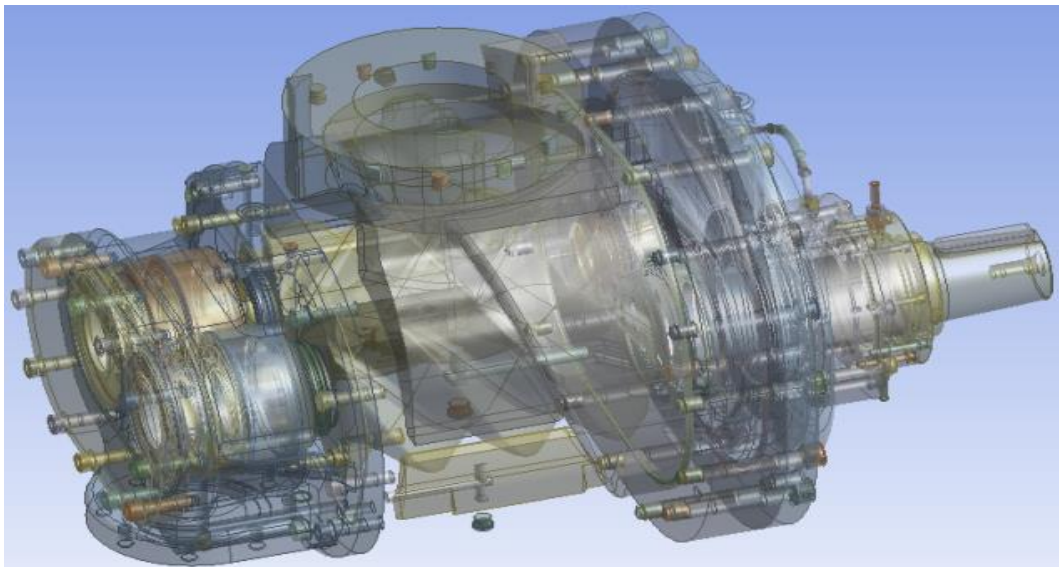


Figura 3.2. Compresor 180 - 3D CAD (imagine autor)

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Lungimea rotorilor este de 413 mm și unghiul de înfășurare de 300 grade. Jocurile dintre rotorii pot varia între 1 microni și 30 de microni. Forma portului de evacuare a fost realizată pentru un V_i de 3,5. În figura 3.2. este prezentat acest compresor în 3D CAD.

Utilizând geometria compresorului cu șurub 180, a fost definit domeniul de calcul pentru acest studiu [10]–[16]. Plecând de la modelul 3D CAD a fost definit domeniul de calcul pentru partea statorică a compresorului cu șurub care este compusă din trei subdomenii: a) subdomeniul de aspirație, b) subdomeniul de intrare a uleiului și c) subdomeniul de refulare. Pentru definirea domeniului au fost folosite funcții booleene pentru realizarea pereților. În figura 3.3 a) sunt reprezentate cele trei subdomenii realizate cu ajutorul softului DesignModeler de la Ansys.

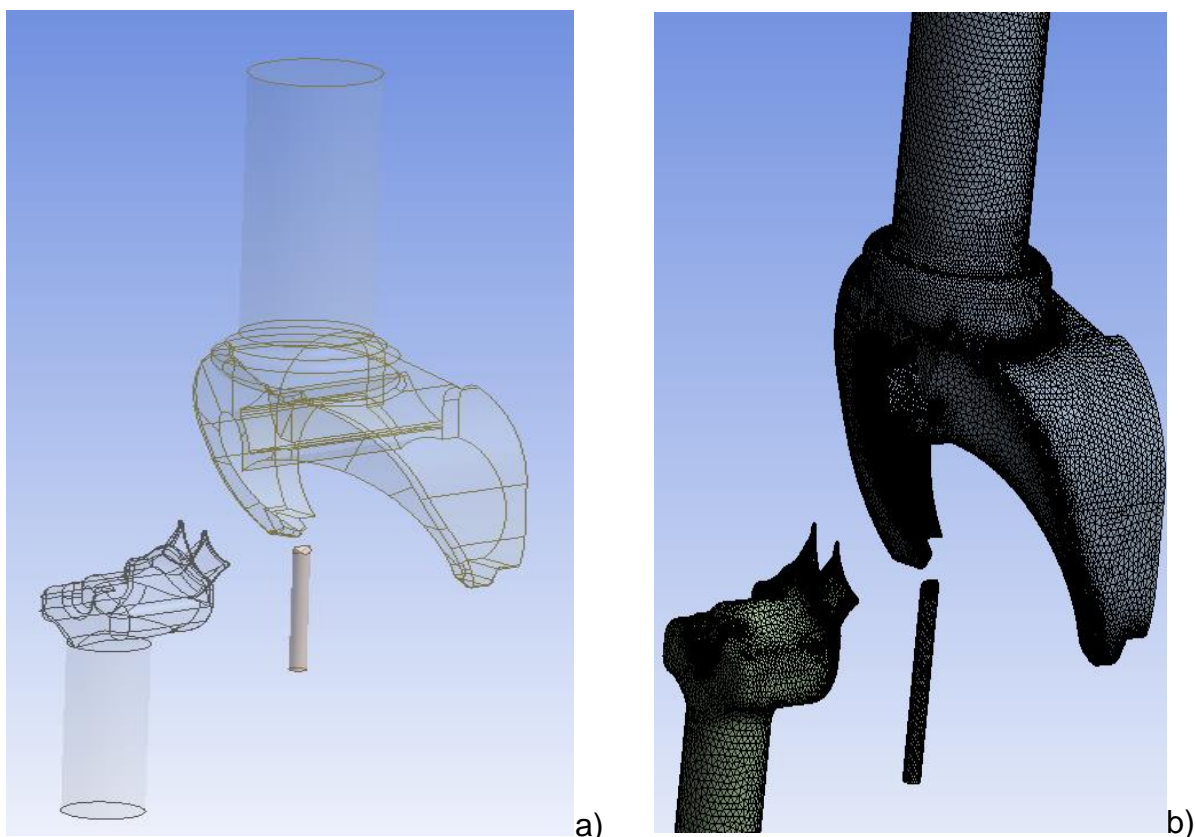


Figura 3.3. a) Domeniul statoric al compresorului; b) Grila de calcul pentru domeniul statoric (imagine autor)

Grila de calcul (figura 3.3. b) pentru componenta statorică a fost generată cu Ansys Meshing, unde s-au folosit metode de grilare care au la bază mărimea maximă a elementului atât de suprafața cât și de volum.

Pentru domeniul rotoric a fost utilizat softul comercial de generat grile pentru mașini volumice cu deplasare pozitivă, TwinMesh. În figura 3.4. este prezentată grila 2D și calitatea acesteia, iar în figura 3.5., grila 3D a domeniului rotoric.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

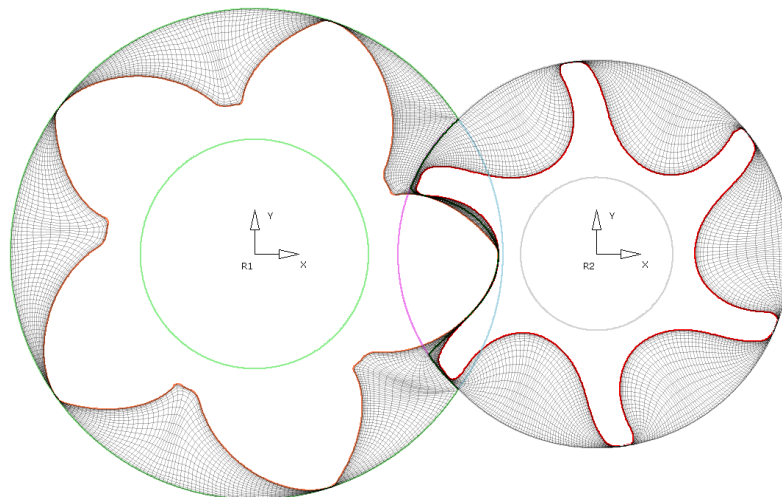


Figura 3.4. Secțiune 2D domeniul rotoric (imagine autor)

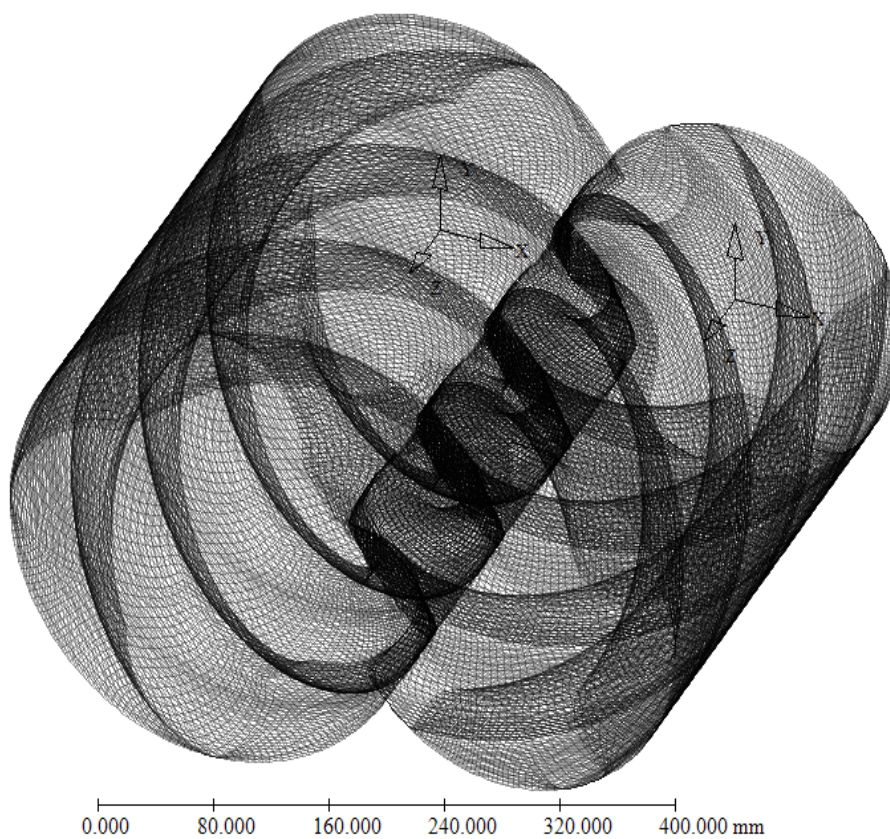


Figura 3.5. Domeniul de curgere rotoric discretizat 3D (imagine autor)

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

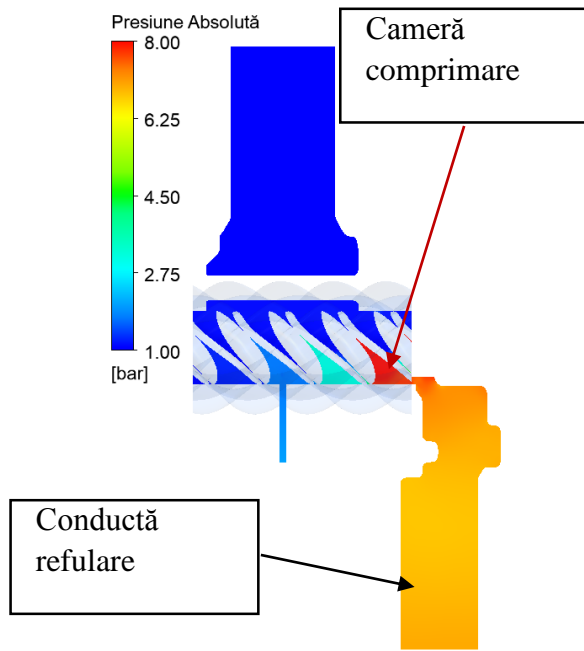


Figura 3.6. Poziția de 0° presiune 6 barg (imagine autor)

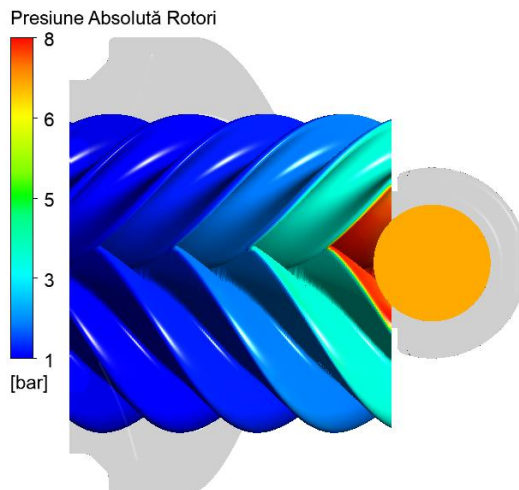


Figura 3.7 Poziția de 0° presiune 6 barg (imagine autor)

O secțiune 2D a simulării presiunii unui compresor cu șurub, paralelă cu axa rotorului, arată distribuția presiunii absolute în interiorul compresorului la un anumit moment în timpul ciclului de compresie (figura 3.6). Aceasta este o secțiune a simulării 3D, luată perpendicular pe axa rotorului și ar oferi o vedere în secțiune transversală a compresorului.

În această secțiune, contururile presiunii vor fi afișate folosind culori diferite care reprezintă niveluri diferite de presiune. Cele mai mari valori ale presiunii sunt situate la orificiul de refulare, în timp ce cele mai mici valori ale presiunii sunt situate în orificiul de aspirație.

Figura 3.7 prezintă în vedere 3D presiunea de la începutul procesului de refulare, momentului în care portul de descărcare începe să se deschidă pentru prima dată.

Pe conducta de refulare se observă că pulsațiile de presiune sunt cauzate de natura ciclică a funcționării compresorului cu șurub, care generează unde de presiune ce se deplasează prin conducta de refulare. Aceste valuri pot provoca fluctuații ale presiunii, vitezei și debitului, care pot afecta eficiența compresorului, nivelurile de vibrație și durata de viață la oboseală a componentelor.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

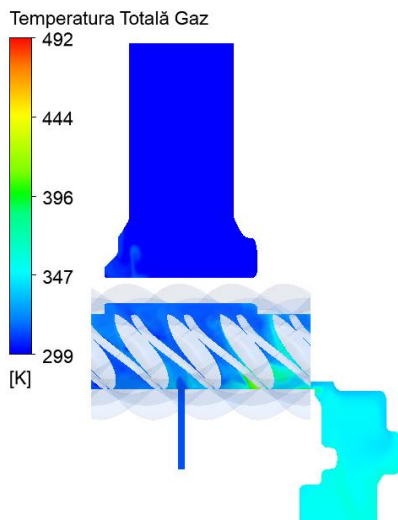


Figura 3.8 Poziția de 0° presiune 6 barg
(imagine autor)

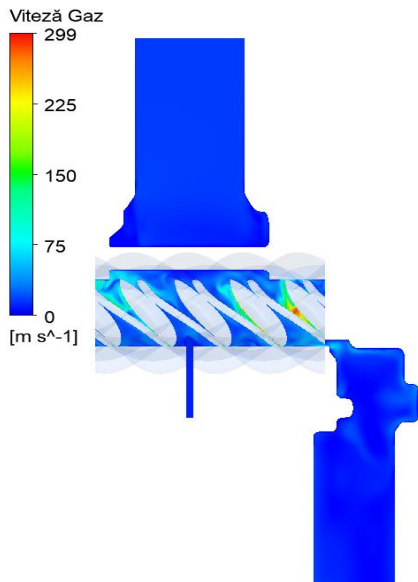


Figura 3.9. Poziția de 0° presiune 6 barg
(imagine autor)

În figura 3.8. sunt prezentate schimbările de temperatură pe măsură ce gazul trece prin procesul de comprimare. Evoluția temperaturii este strâns legată de variația presiunii și poate fi afectată de factori precum proprietățile gazului, geometria compresorului, raportul de comprimare și condițiile de funcționare.

În timpul etapei de aspirație a ciclului de comprimare, gazul intră în camera compresorului la o temperatură relativ scăzută. Pe măsură ce gazul este comprimat, temperatura gazului crește datorită procesului de comprimare adiabatică, unde temperatura crește pe măsură ce presiunea se majorează. Creșterea temperaturii este influențată de proprietățile gazului, cum ar fi raportul capacității termice și căldura specifică, precum și geometria compresorului, cum ar fi profilul șurubului și jocul dintre rotoare.

În figura 3.9. sunt prezentate vitezele scurgerilor în plan 2D care apar între camerele de comprimare, ducând la pierderea uleiului și la reducerea eficienței compresorului. Vitezele uleiului și gazului asociate cu aceste scurgeri pot depinde de diverși factori, inclusiv dimensiunea și locația scurgerii, diferența de presiune dintre sistemele de gaz și ulei și debitul de gaz prin compresor.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

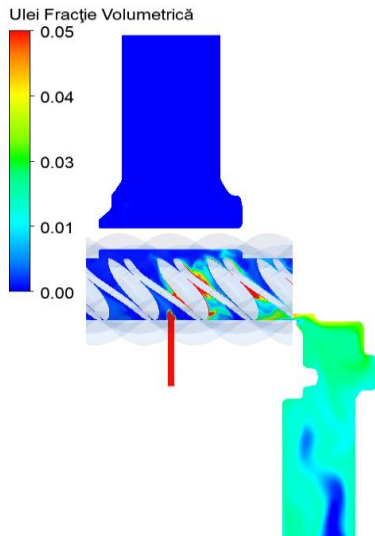


Figura 3.10. Poziția de 0° presiune 6 barg (imagine autor)

În figura 3.10. este prezentată fracția volumică a uleiului în compresorul cu șurub în secțiune 2D. Într-un compresor cu șurub, uleiul este de obicei injectat în camera compresorului printr-unul sau mai multe orificii de injecție.

Distribuția fracției de ulei, din portul de injecție, într-un compresor cu șurub poate fi afectată de mai mulți factori, inclusiv locația, dimensiunea și numărul portului de injecție, precum și condițiile de funcționare și geometria compresorului

3.3. Diagrama cuplului:

Cuplul produs de un compresor cu șurub este un parametru important care reflectă puterea necesară pentru a antrena rotoarele compresorului. Pentru a obține diagrama cuplului, se pot folosi rezultatele simulării pentru a calcula forțele care acționează asupra rotoarelor compresorului și a le converti în valori de cuplu.

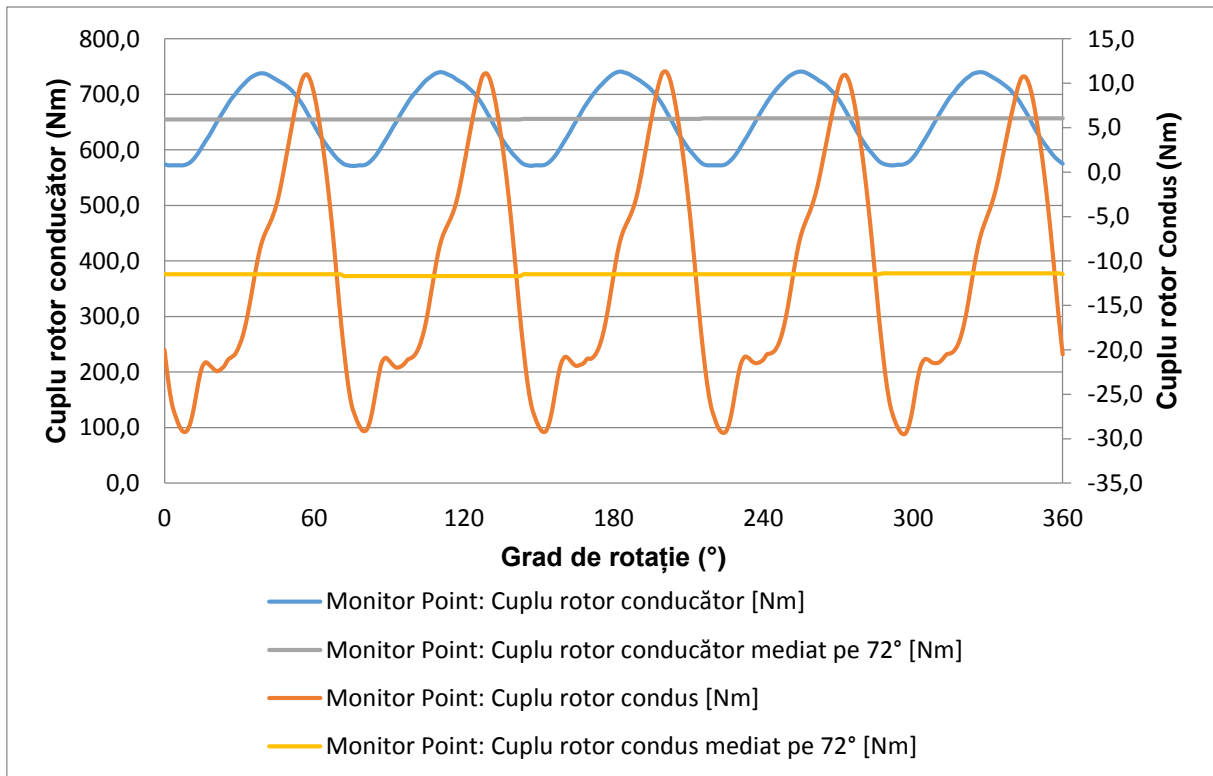


Figura 3.11. Variația cuplului la 6 barg (diagramă autor)

Diagrama cuplului oferă informații despre cuplul necesar pentru a roti compresorul în diferite condiții de funcționare, cum ar fi diferite debite de gaz și turații ale compresorului (figura 3.11.).

3.4. Diagrama debitului de gaz:

Debitul de gaz printr-un compresor cu șurub este un alt parametru critic care reflectă performanța compresorului. Pentru a obține diagrama debitului de gaz, se pot folosi rezultatele simulării pentru a calcula debitul de gaz în diferite condiții de funcționare, cum ar fi diferite viteze ale compresorului și presiuni de aspirație. Diagrama debitului de gaz oferă informații despre capacitatea compresorului de a furniza gaz în diferite condiții de funcționare (figura 3.12.).

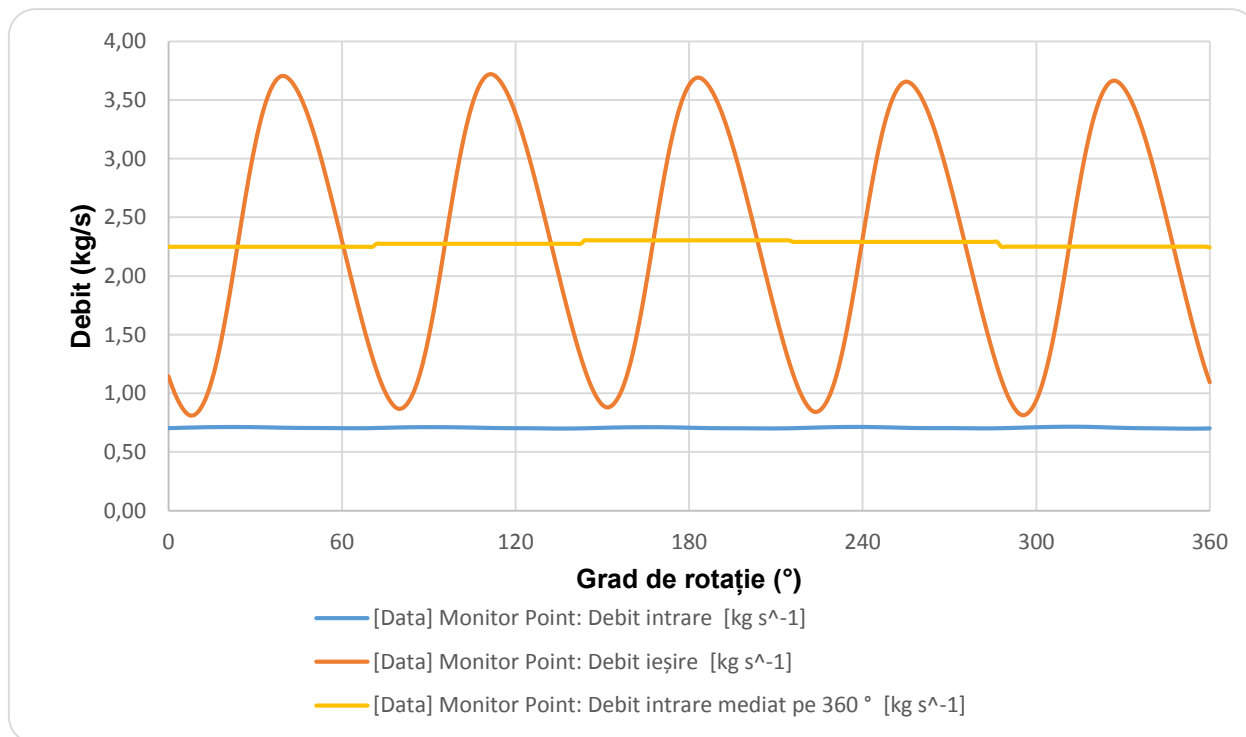


Figura 3.12. Debit compresor 7 bar (diagramă autor)

3.5. Diagrama eficienței volumice:

În figura 3.13. este prezentată eficiența volumică a unui compresor cu șurub. Aceasta reflectă capacitatea compresorului de a furniza un anumit debit de gaz pentru

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

un anumit volum de deplasare. Pentru a obține diagrama eficienței volumetrice, se pot folosi rezultatele simulării pentru a calcula randamentul volumic în diferite condiții de funcționare, cum ar fi diferite presiuni de refulare și viteze ale compresorului. Diagrama eficienței volumetrice oferă informații despre eficiența compresorului la livrarea gazului în diferite condiții de funcționare (figura 3.13.).

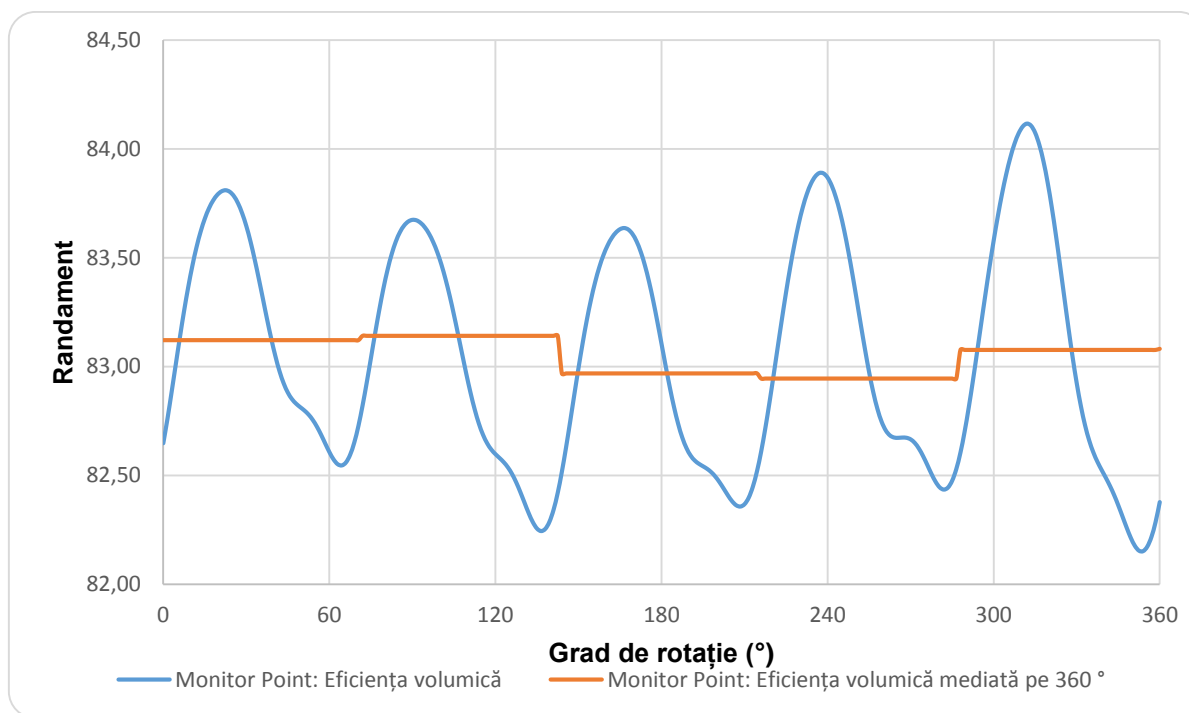


Figura 3.13. Eficiența volumică 7 bar (diagramă autor)

3.6. Diagrama presiunilor în camera de comprimare:

Presiunea din cele 4 camere de comprimare adiacente ale unui compresor cu șurub reprezentată în figura 3.14. reflectă profilul de presiune al compresorului după ce s-a închis camera de refulare. Pentru a obține diagrama de presiune, se pot folosi rezultatele simulării pentru a calcula presiunea în fiecare dintre cele 4 camere de comprimare adiacente în diferite condiții de funcționare. Diagrama de presiune oferă informații despre distribuția presiunii în compresor și poate fi utilizată pentru a optimiza geometria compresorului și a îmbunătăți performanța compresorului.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

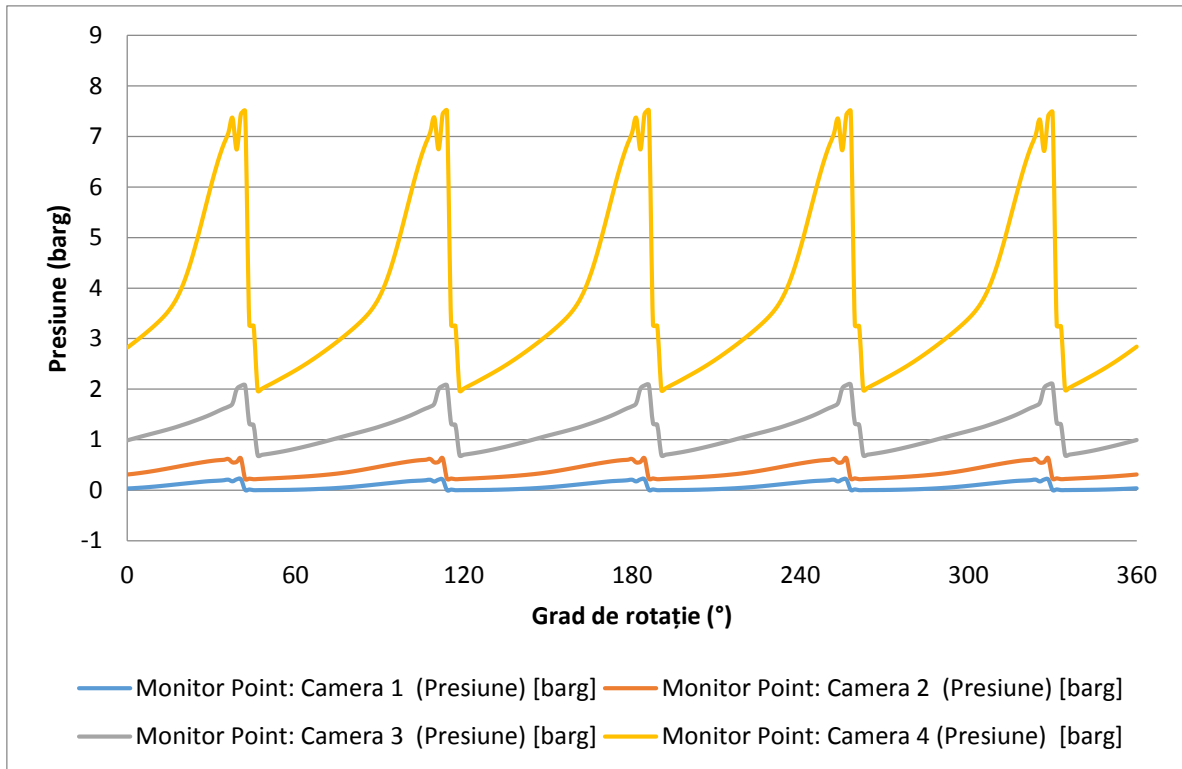


Figura 3.14. Variația presiunilor la 6 barg (diagramă autor)

3.7. Diagrama puterii absorbite

Puterea absorbită din figura 3.15. a unui compresor cu șurub reflectă consumul de energie necesar pentru a roti compresorul și a furniza gaz la un anumit debit și presiune. Diagrama puterii absorbite oferă informații despre consumul de energie al compresorului și poate fi utilizată pentru a optimiza eficiența energetică a compresorului.

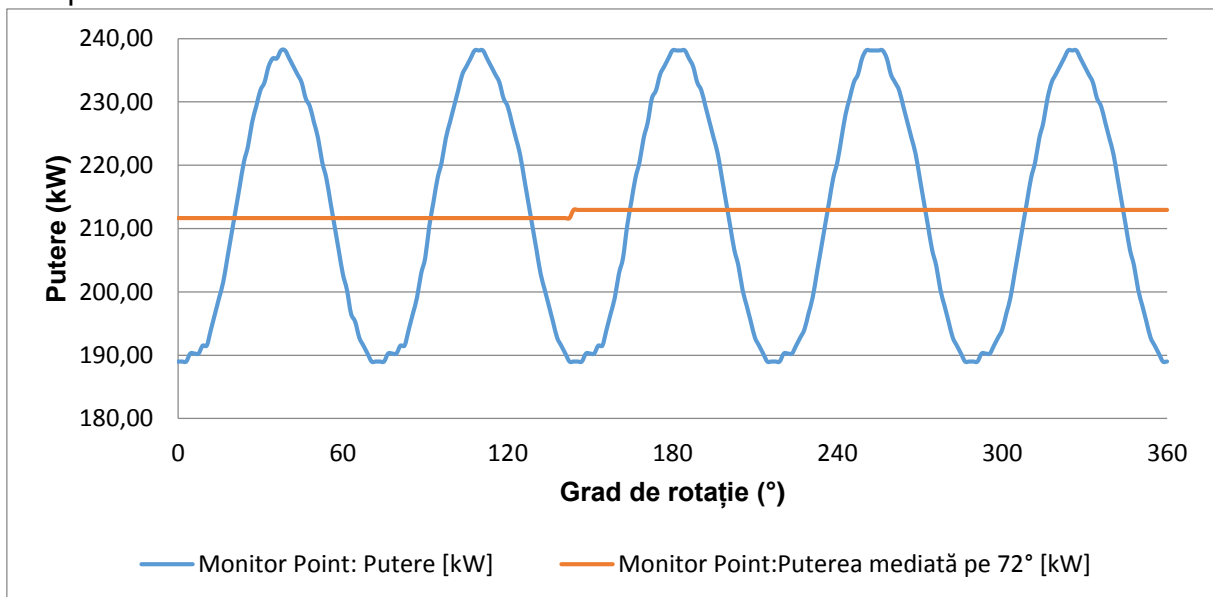


Figura 3.15. Variația puterii la 6 barg (diagramă autor)

3.8. Concluzii

Pe scurt, simularea debitului într-un compresor cu șurub poate oferi informații valoroase asupra performanței și eficienței compresorului [23], [24], [26]–[28]. Folosind rezultatele simulării pentru a obține diagrame pentru cuplu, debit de gaz, eficiență volumetrică, presiune în 4 camere de compresie adiacente, putere absorbită, presiune maximă și temperatură, putem optimiza proiectarea și parametrii de funcționare ai compresorului pentru a îmbunătăți performanța și eficiența acestuia.

În cazul în care compresorul execută o rotație completă de 365 de grade, camerele de comprimare se deschid și se închid de cinci ori, ceea ce duce la o variație sinusoidală a debitului, puterii, presiunilor și cuplului compresorului.

În proiectarea compresoarelor cu șurub, fiecare dintre parametrii următori joacă un rol important în performanța și eficiența acestora:

- Presiunea de aspirație: este presiunea gazului care intră în compresor și influențează capacitatea compresorului de a vehicula gazul într-un mod eficient. O presiune de aspirație ridicată poate duce la o încărcare excesivă a compresorului, în timp ce o presiune prea mică poate reduce randamentul compresorului.
- Presiunea de refulare: este presiunea gazului la evacuare și influențează capacitatea compresorului de a livra gazul la o presiune dorită. O presiune de refulare prea mare poate duce la supraîncărcarea compresorului, în timp ce o presiune prea mică poate reduce eficiența compresorului.
- Debitul volumic: este cantitatea de gaz pe unitatea de timp pe care compresorul o poate comprima și influențează capacitatea compresorului de a gestiona cerințele de debit ale aplicației.
- Temperatura gazului la aspirație: este temperatura gazului care intră în compresor și poate afecta durata de viață a compresorului și randamentul său. O temperatură de aspirație prea mare poate duce la supraîncălzirea compresorului, în timp ce o temperatură prea mică poate duce la formarea de condens în interiorul compresorului.
- Temperatura gazului la evacuare: este temperatura gazului la evacuare și poate afecta performanța compresorului și durata sa de viață. O temperatură prea mare poate duce la supraîncălzirea compresorului și poate deteriora uleiul de lubrifiere, în timp ce o temperatură prea mică poate afecta eficiența compresorului.
- Gazul vehiculat: este gazul comprimat de compresor și trebuie să fie compatibil cu designul compresorului. Proprietățile fizice și chimice ale gazului vehiculat pot afecta durata de viață a compresorului și performanța sa.
- Turația de antrenare a motorului electric: este viteza la care motorul electric care antrenează compresorul funcționează și poate afecta debitul volumic, eficiența și puterea necesară pentru a acționa compresorul.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

- Randamentul volumic: este raportul dintre volumul de gaz aspirat și volumul de gaz evacuat și influențează eficiența compresorului. Cu cât randamentul volumic este mai mare, cu atât este mai eficient compresorul.
- Randamentul adiabatic: este raportul dintre puterea adiabatică efectuată de compresor și energia teoretică necesară pentru a comprima gazul. Randamentul adiabatic este o măsură a eficienței compresorului în a transforma energia electrică în energie mecanică și este influențat de designul compresorului și de proprietățile gazului comprimat.

În general o proiectare eficientă a compresorului cu șurub trebuie să ia în considerare toți acești parametri și să găsească un echilibru între aceștia pentru a obține performanțe optime și costuri de exploatare reduse.

CAPITOLUL 4 Proiectarea și experimentarea compresorului cu șurub

4.1. Elaborarea schemei tehnologice și de instrumentare

Cu ajutorul acestei scheme se aleg echipamentele și instrumentarea necesară realizării standului de testare pentru compresorul cu șurub, a legăturilor dintre acestea și poziția lor pe ansamblu. De asemenea schema tehnică definește rolul echipamentelor în timpul funcționării compresorului, limitele impuse pentru fiecare instrument de măsură precum și protecțiile definite pentru oprirea în caz de urgență a ansamblului în cazul apariției unei avarii sau depășirea unei valori impuse pentru parametrii.

Schema de funcționare a standului compresor cu șurub stă la baza desenului de ansamblu realizat în 3D unde se definesc echipamentele necesare funcționării standului și legăturile dintre acestea. După această schemă se elaborează procedura de testare a compresorului cu șurub și sistemul de automatizare al standului.

În figura 4.1. este reprezentată schema tehnică și de instrumentare a standului de compresoare cu șurub.

Compresorul cu șurub (4) este amplasat pe un batiu și este antrenat de un motor electric principal de curent continuu de 500 Kw (57), un multiplicator de turații (58) și un traductor de cuplu (59). Standul de compresoare cu șurub permite testarea compresorului pe o gamă de turație între 500 rpm și 3000 rpm, astfel putându-se determina parametrii funcționali pe o gamă largă de turații.

Lângă batiu este amplasată o conductă de injecție ulei. Aceasta este alcătuită din patru ramuri care intră în compresor: etanșarea mecanică, multiplicator de turație, injecția între rotorii și lagăre refulare.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Circuitul de ungere pentru etanșarea mecanică, multiplicator de turație, injecția între roți și lagăre refulare este alcătuită dintr-un drosel de cale pentru restricționarea curgerii uleiului (44, 43, 42, 41), un traductor de debit (48, 47, 46, 45). La capătul acesteia un manometru (56, 55, 54, 53) și un traductor de presiune (52, 51, 50, 49) măsoară presiunea de ulei chiar la intrarea compresor.

Presiunea în bara de injecție este asigurată de o pompă cu roți dințate acționată de un motor de curent alternativ comandat cu ajutorul unui convertor de frecvență (25). Pompa de ulei asigură un debit de ulei între 48 și 233 l/min între turațiile 250-1500 rpm. Uleiul care intră în pompă trece printr-un filtru (24) de 25 μm .

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

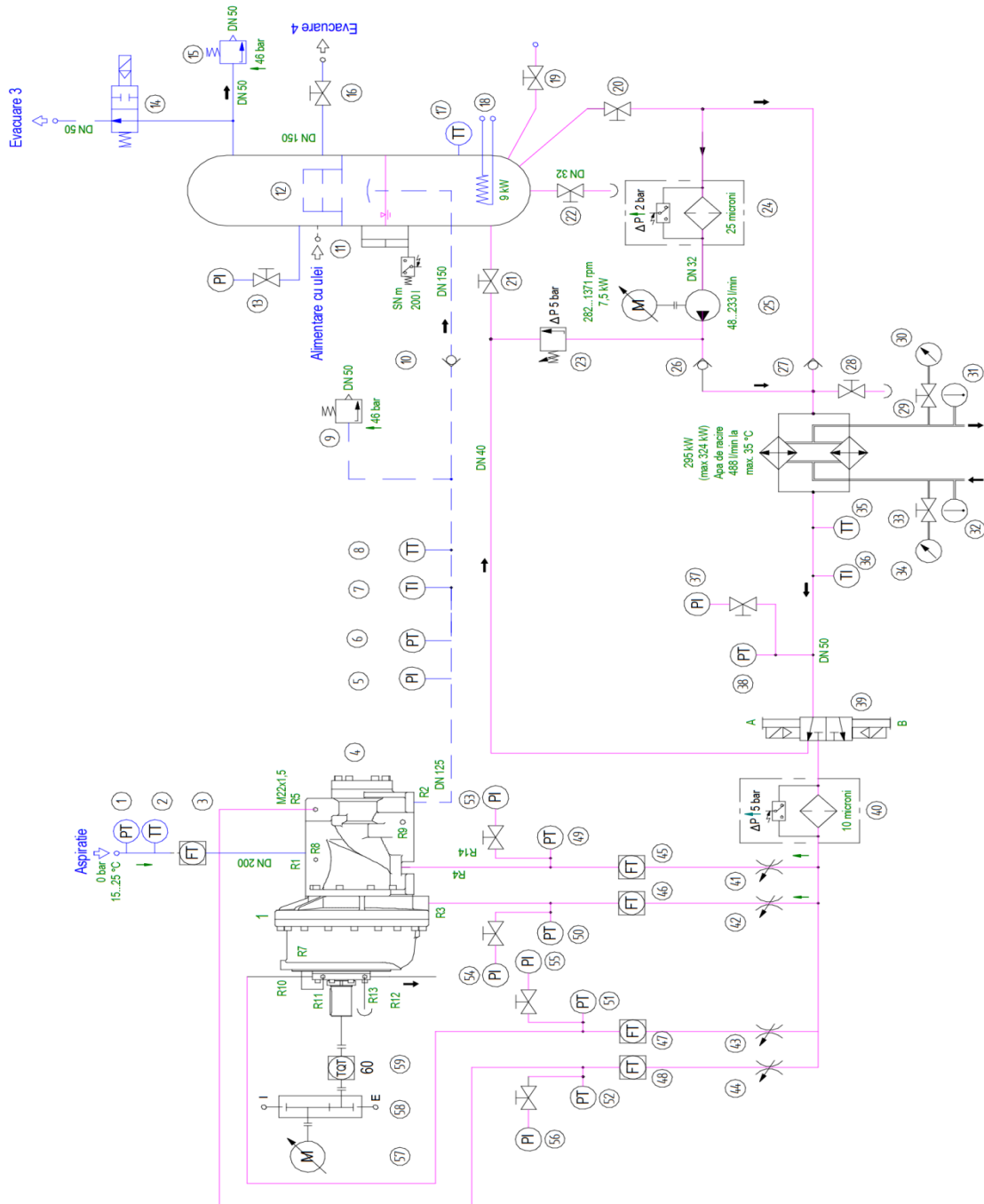


Figura 4.1. Schema tehnologică și de instrumentare a standului de testare compresoare cu șurub (diagramă autor)

Pompa de ulei este pusă în paralel pe conducta de injecție astfel încât aceasta să poată fi oprită în cazul în care se dorește funcționarea compresorului în regim de auto-ungere. Pentru a putea funcționa în paralel pe conducta de injecție sunt montate două clapete de sens (26 și 23) pentru a împiedica curgerea inversă a uleiului.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Pentru a proteja instalația de ungere a fost montată o supapă de siguranță (23) care este montată pe refularea pompei și se descarcă în aspirația acesteia. Supapa de siguranță se deschide când presiunea diferențială dintre aspirația pompei și refularea este de 5 bar.

Acest debit de ulei este suficient pentru toată plaja de funcționare a compresorului cu șurub.

La ieșirea din pompă este amplasat un schimbător de căldură apă-ulei de 320 Kw. Pentru a modifica cantitatea de căldură degajată prin răcitor pe intrarea și ieșirea răcitorului au fost montați doi robineti (62 și 63) prin care se poate modifica debitul de apă care intră în schimbătorul de căldură și două manometre (30 și 34) și termometre (31 și 32) în scopul de a monitoriza pierderile de presiune prin răcitor și cu cât s-a încălzit apa.

La ieșirea din răcitor sunt amplasate un traductor de presiune (38), un manometru (37), o termorezistență (35) și un termometru (36) pentru a se monitoriza presiunea și temperatura uleiului în rampa de injecție.

După răcitorul de ulei este instalat un robinet cu trei căi (39) care permite în timpul staționării recircularea uleiului. Această operațiune este folosită pentru ridicarea temperaturii uleiului înainte de pornire la 35°C, aceasta fiind temperatura minimă recomandată a uleiului la pornirea standului dacă injecția de ulei se face prin auto-ungere.

Injecția de ulei în compresorul cu șurub se poate realiza prin auto-ungere sau cu ajutorul pompei de ulei. Injecția prin auto ungere se poate realiza doar atunci când căderea de presiune pe toată instalația de ungere este mai mică de 2 bar și presiunea din vasul separator este peste 4,5 bar.

Pe instalația de ungere, după robinetul cu 3 căi, este amplasat un filtru de ulei de 10 μm care este schimbat când este detectată o cădere de presiune mai mare de 2,5 bar.

Pe conducta de refulare din compresor sunt montați un traductor de presiune (6), un manometru (5), o termorezistență (8) și un termometru (7) pentru a se monitoriza presiunea și temperatura amestecului de gaz-ulei. Pentru a se evita curgere inversă a acestuia a fost montată o clapetă de sens (10) și o supapă de siguranță pentru a preveni creșterea presiunii peste limita de 45 bar.

Amestecul de gaz-ulei intră în vasul separator (12) unde uleiul este recuperat din gaz prin mai multe trepte de separație. Vasul are ca instrumentație un manometru (13) pentru a vizualiza presiunea aerului după separare și o termorezistență (17) pentru a monitoriza temperatura uleiului în vas. La fiecare pornire se verifică temperatura uleiului cu termorezistența (17) și dacă este sub 35 °C se pornește rezistența de încălzire (18).

Vasul separator este echipat cu un indicator de nivel (11) care este inspectat la fiecare pornire pentru a se evita testarea compresoarelor sub un anumit nivel minim.

În cazul unei opriri de urgență a standului, robinetul cu acționare pneumatică (14) se deschide pentru a se depresuriza vasul separator.

4.2. Model de soluție constructivă a compresorului de test

Pe baza schemei tehnologice și de instrumentare a fost modelat compresorul cu șurub și standul de testare.

Compresorul cu șurub prezentat este o concepție INCDT COMOTI care este prezentat în desen 2D unde se poate observa componența acestuia.

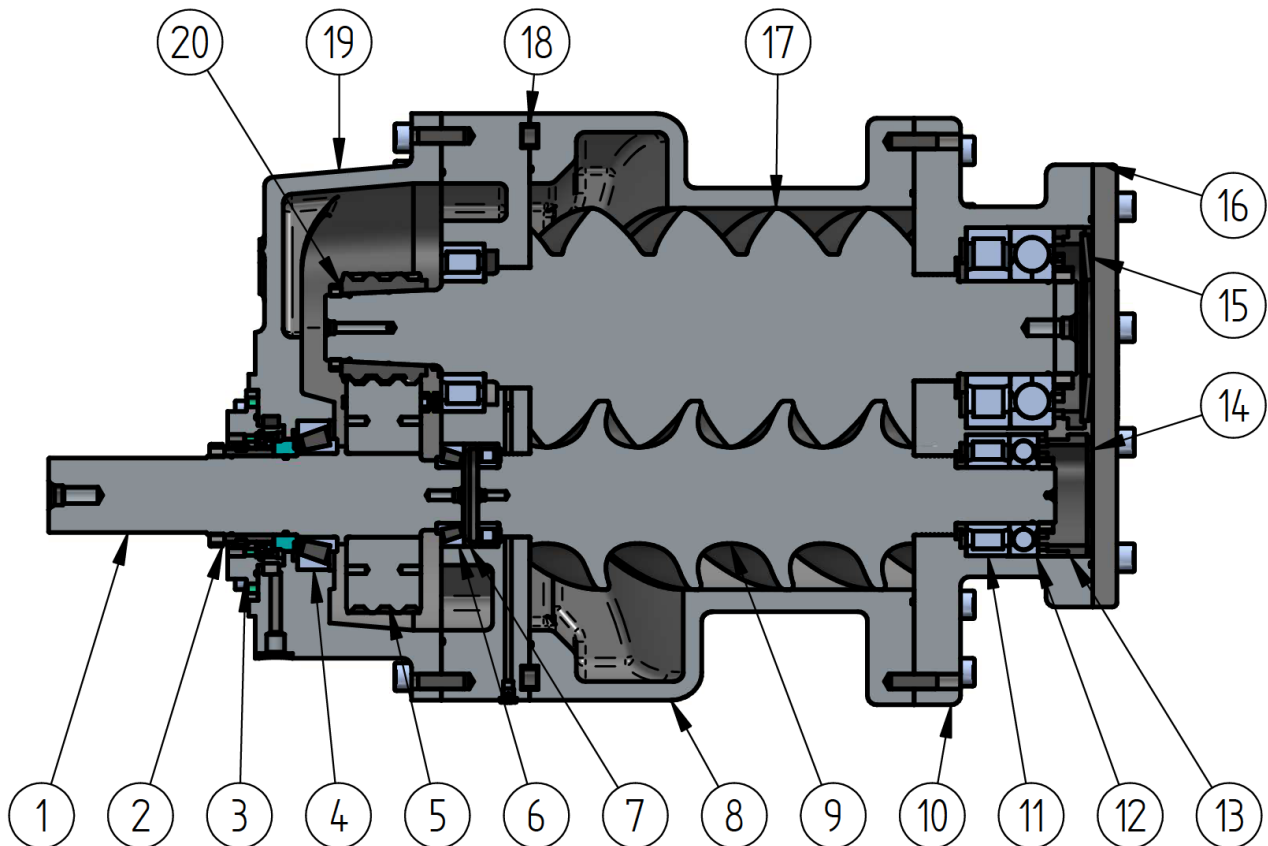


Figura 4.2. Piese componente ale compresorului cu șurub (imagine autor)

Tabel 4.1. Componența compresorului cu șurub

1	Arbore de antrenare	11	Rulment cu role
2	Piuliță blocare	12	Rulment cu bile
3	Etanșare mecanică	13	Inel distanțier
4	Rulment cu role conice	14	Disc B
5	Pinion antrenare	15	Piuliță blocare
6	Rulment cu role conice	16	Capac spate
7	Distanțier	17	Rotor tată
8	Carcasă rotorii	18	Bucșă centrare

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

9	Rotor mamă	19	Carcasă multiplicator
10	Carcasă refulare	20	Pinion multiplicare

În figura 4.2. și tabelul 4.1. sunt prezentate principalele elemente componente ale compresorului cu șurub. Perechea de pinioane se poate schimba pentru obține mai multe rapoarte de multiplicare, între $0,6119 \div 2,4839$. Pentru a se obține performanțe mai bune în timpul funcționării, jocurile axiale la refulare trebuie să fie între 0,050 mm și 0,070 mm.

4.3 Eficiența energetică a compresorului de test

Testarea unui compresor cu șurub la diferite presiuni refulare și viteze este un pas esențial determinarea eficienței compresorului. În acest capitol se va discuta despre procesul de testare a unui compresor cu șurub la diferite presiuni și viteze și ce factori sunt luați în considerare în timpul procesului de experimentare.

Prima presiune de refulare la care este testat compresorul este de 6 barg. La această presiune, se evaluează performanța compresorului și se măsoară debitul, consumul de energie și eficiența acestuia. Aceste valori sunt esențiale pentru a determina cum funcționează compresorul.

Următoarea presiune de refulare, la care este testat compresorul, este de 8 barg. La această presiune, performanța compresorului este din nou evaluată și se notează orice modificări ale debitului, consumului de energie și eficienței. Aceste date sunt comparate cu rezultatele obținute la 6 bar, iar eventualele discrepante sunt analizate.

A treia presiune de refulare la care este testat compresorul este de 9 bar. La această presiune, performanța compresorului este din nou evaluată și sunt înregistrate orice modificări ale debitului, consumului de energie și eficienței. Aceste rezultate sunt comparate cu cele două teste anterioare.

În cele din urmă compresorul este testat la 10,5 bar. Aceasta este presiunea maximă de testare a compresorului, iar performanța acestuia la această presiune este critică. Sunt notate orice modificări ale debitului, consumului de energie și eficienței.

Pe lângă experimentarea compresorului la diferite presiuni de refulare, acesta este testat și la diferite turații. Compresorul este testat la 1150, 1680, 2220, 2790 și 3344 rot/min. La fiecare turație, se evaluează performanța compresorului și se înregistrează orice modificări ale debitului, consumului de energie și eficienței. Aceste rezultate sunt analizate și sunt identificate eventualele ajustări care trebuie făcute.

În concluzie testarea unui compresor cu șurub la diferite presiuni și viteze de descărcare este esențială pentru a se asigura funcționarea, eficiența și fiabilitatea

În tabelul 4.2. sunt prezentate datele obținute în urma testării compresorului.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării
compresorului cu șurub

Tabel 4.2. Datele obținute în urma testării compresorului

Turație rotor tată[rpm]	Presiune refulare [barg]	Putere măsurată [kW]	Debit volumic măsurat [Nm ³ /h]	Randament volumic calculat	Randament adiabatic calculat	Putere specifică măsurată [kW/ (m ³ /min)]
1116	5.98	69.80	655.01	0.7787	0.6164	6.3940
1680	5.98	108.78	1056.51	0.8342	0.6380	6.1775
2219	6.09	140.27	1488.82	0.8900	0.7062	5.6529
2787	5.96	176.46	1855.34	0.8833	0.6889	5.7066
3345	6.04	219.66	2189.37	0.8684	0.6593	6.0198
1110	8.04	78.93	648.10	0.7749	0.6316	7.3071
1674	8.06	122.89	1041.22	0.8252	0.6529	7.0815
2232	8.04	160.73	1493.48	0.8878	0.7148	6.4573
2790	8.04	201.90	1838.88	0.8745	0.7006	6.5877
3358	7.98	249.67	2187.79	0.8645	0.6706	6.8472
1122	9.06	89.66	648.63	0.7668	0.6249	8.2938
1674	8.94	136.56	1035.70	0.8209	0.6497	7.9114
2232	9	178.57	1460.54	0.8682	0.7036	7.3358
2793	9.02	227.07	1815.72	0.8625	0.6888	7.5035
3361	9	278.33	2171.10	0.8571	0.6710	7.6919
1116	10.59	99.25	641.19	0.7623	0.6125	9.2874
1677	10.54	152.85	1025.52	0.8113	0.6343	8.9428
2232	10.46	196.92	1450.39	0.8622	0.6932	8.1462
2793	10.46	249.38	1812.20	0.8608	0.6840	8.2567

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

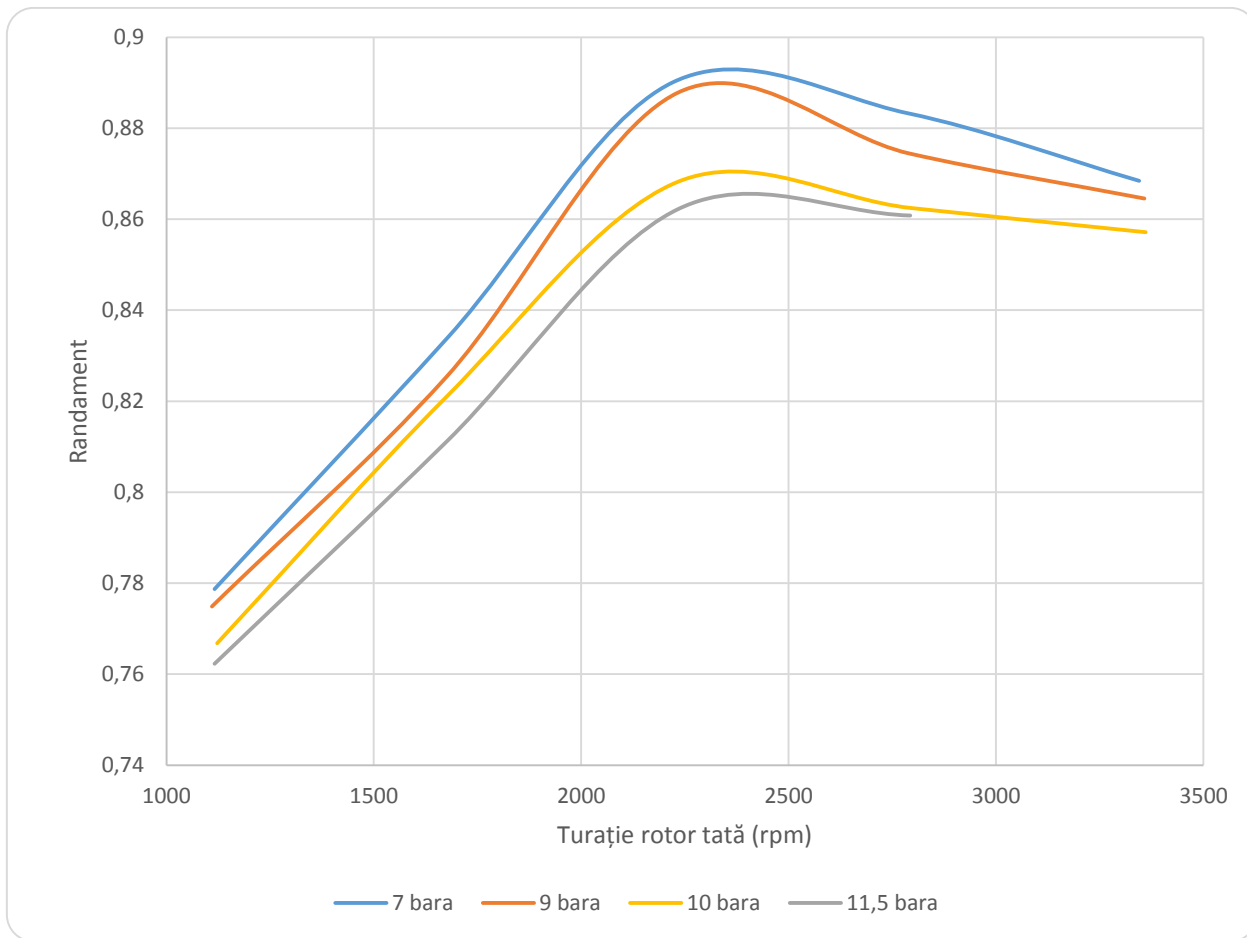


Figura 4.3. Randament volumic (diagramă autor)

În figura 4.3. se poate observa că randamentul volumetric al compresorului cu șurub începe de la 0,77 la turație mică și crește până la aproape 0,9 la turație intermediară (între 2200-2500 rpm) înainte de a scădea la aproximativ 0,86 la turație mare. Acest comportament este tipic pentru multe compresoare cu șurub și poate fi explicat prin procesul de compresie al acestuia.

La turații mici, compresorul poate să nu umple complet camera de compresie din cauza scurgerilor, ceea ce duce la o eficiență volumetrică mai mică. Pe măsură ce viteza crește, compresorul poate umple camera de compresie mai eficient, rezultând o eficiență volumetrică mai mare. Cu toate acestea, pe măsură ce viteza continuă să crească, compresorul va avea temperaturi de refulare și rapoarte de presiune mai mari, ceea ce duce la o reducere a eficienței volumetrică.

Din graficul de eficiență volumică se poate observa că există o valoare optimă de turație a compresorului cu șurub, pentru care eficiența volumică este maximă. În acest caz, se poate observa că intervalul de eficiență volumică optim se situează între 2200 și 2500 rpm.

Acest lucru sugerează că, pentru a maximiza eficiența volumică a compresorului, ar fi ideal să se aleagă o turație care să se încadreze în acest interval. În cazul în care turația este prea mică sau prea mare, eficiența volumică poate scădea semnificativ.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

De exemplu, dacă turația este prea mică, compresorul ar putea să nu poată furniza suficient aer sau gaz la presiunea dorită, ceea ce ar putea duce la o scădere a eficienței. Pe de altă parte dacă turația este prea mare, compresorul ar putea consuma mai multă energie decât este necesar pentru a comprima aerul sau gazul, ceea ce ar putea reduce eficiența.

În concluzie pentru a obține cel mai bun compromis între performanță și consum de energie, este important să se ia în considerare intervalul de eficiență volumică optim și să se regleze turația compresorului în consecință.

De asemenea se observă că există patru curbe pentru diferite presiuni de refulare de 7, 9, 10 și 11,5 bar. Presiunea de refulare este un factor important care afectează randamentul volumetric al unui compresor cu șurub. Presiunile de refulare ridicate pot duce la rapoarte de compresie și la densități de gaz mai mari, care pot avea un impact negativ asupra eficienței volumetrice. Prin urmare este obișnuit să se observe o scădere a eficienței volumetrice odată cu creșterea presiunii de refulare pentru compresoarele cu șurub.

Pe scurt randamentul volumetric al unui compresor cu șurub urmează în general o tendință de creștere de la turații mici la o turație intermediară înainte de a scădea la turații mari, scăderea eficienței observată la presiuni de refulare mai mari.

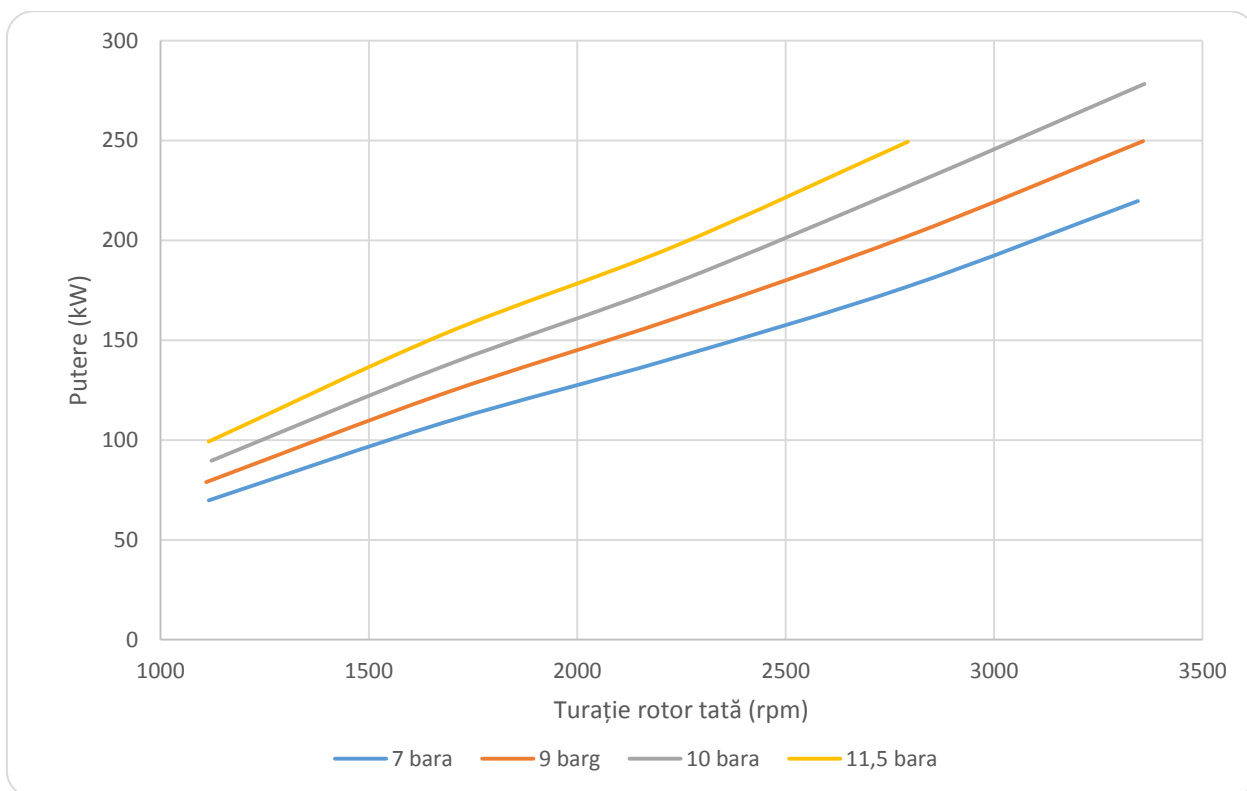


Figura 4.4. Putere (diagramă autor)

Puterea necesară unui compresor cu șurub prezentată în figura 4.4 depinde nu numai de turația compresorului, ci și de presiunea de refulare. Pe măsură ce presiunea de refulare crește, se majorează și puterea necesară comprimării gazului sau aerului.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Presupunând o viteză de rotație constantă pentru compresorul cu șurub, se pot genera curbe de putere pentru diferite presiuni de refulare. În acest caz, în figura 4.4 sunt reprezentate curbele de putere pentru un compresor cu șurub care funcționează la presiuni de refulare de 7, 9, 10 și 11,5 bara.

Curbele încep la o valoare scăzută a puterii și apoi cresc rapid. Aceste curbe de putere pot fi utile pentru înțelegerea cerințelor de putere ale unui compresor cu șurub la diferite presiuni de refulare și pot fi utilizate pentru a optimiza performanța compresorului pentru o anumită aplicație. De exemplu, un compresor care funcționează la o presiune de refulare mai mare va necesita mai multă putere, ceea ce poate crește costurile de operare. Analizând curbele de putere, este posibil să se optimizeze performanța compresorului pentru a reduce costurile de operare, îndeplinind în același timp cerințele aplicației.

Experimental se observă că se poate caracteriza puterea consumată pentru comprimarea gazului pe un palier de presiune dacă se cunoaște puterea consumată la o anumită turație utilizând formula.

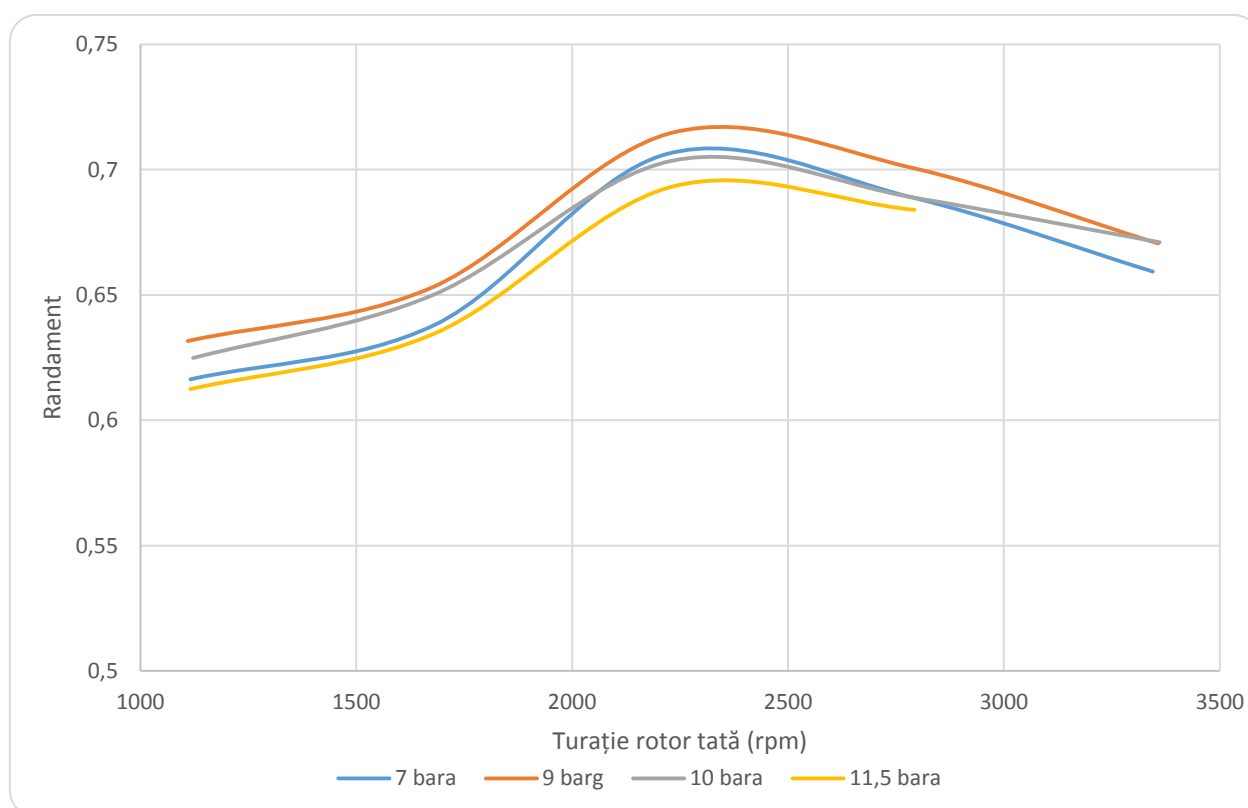


Figura 4.5. Randament adiabatic (diagramă autor)

Eficiența adiabatică a unui compresor cu șurub este o măsură a cât de eficientă este comprimarea gazului sau aerului fără a pierde energie sub formă de căldură. Această eficiență depinde de proiectarea compresorului, precum și de condițiile de funcționare, inclusiv de presiunea de refulare. Curbele de eficiență adiabatică pentru un compresor cu șurub la diferite presiuni de refulare sunt prezentate mai jos:

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

După cum se remarcă în curbe, eficiența adiabatică a compresorului cu șurub scade pe măsură ce presiunea de refulare crește. Acest lucru se datorează faptului că la presiuni de refulare mai mari, compresorul trebuie să comprime gazul sau aerul la o presiune mai mare, ceea ce crește cantitatea de căldură generată în timpul procesului de compresie. Acest lucru are ca rezultat o scădere a eficienței, deoarece o parte din energie se pierde sub formă de căldură.

La presiuni de refulare 9 și 10 bara, randamentul adiabatic al compresorului este relativ ridicat, cu valori apropiindu-se de 72%. Cu toate acestea, la 7 și 11,5 bara, eficiența scade semnificativ, cu valori sub 70%.

Randamentul adiabatic (Figura 4.5.) pornește de la o valoare mică între 0,61-0,63 la turații mici, atingând o valoare maximă în intervalul 2200-2400 rpm și apoi scăzând pe măsură ce turația crește.

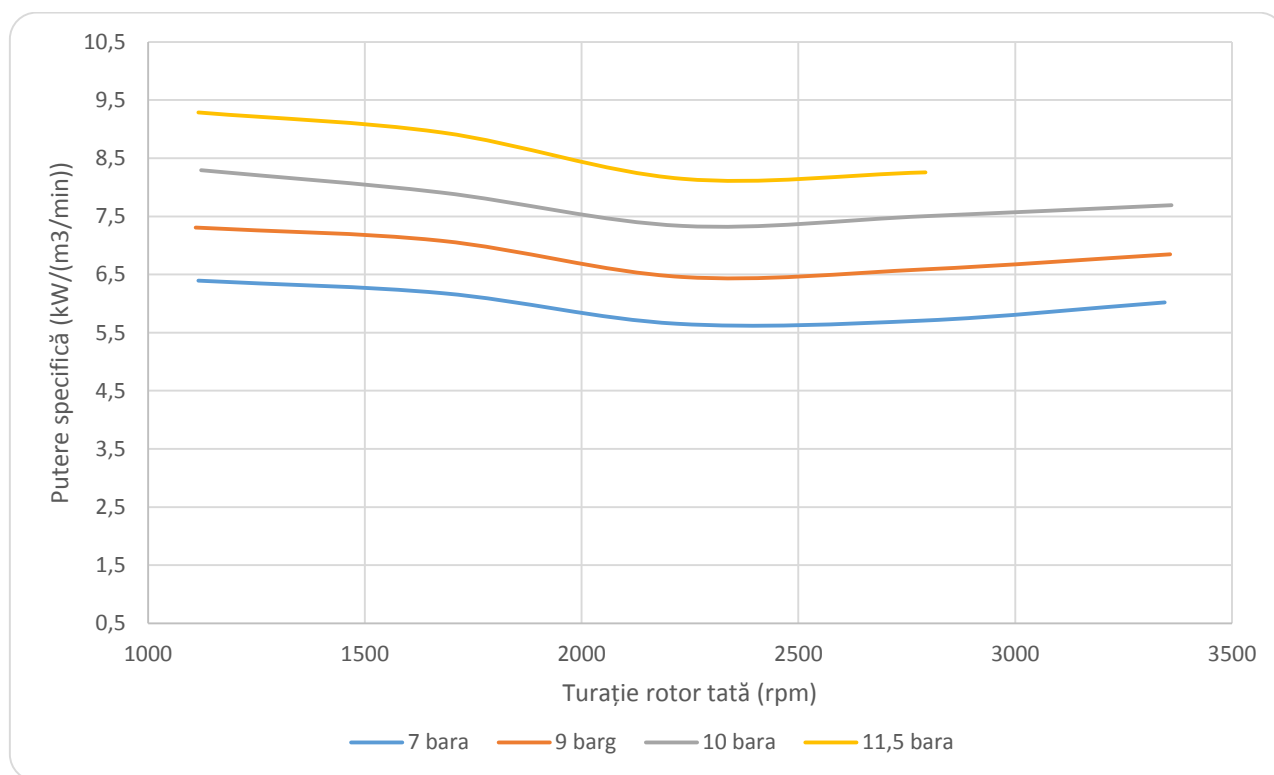


Figura 4.6. Putere specifică (diagramă autor)

Puterea specifică (Figura 4.6.) este o măsură importantă de performanță pentru compresoarele cu șurub. Este o măsură a eficienței energetice a compresorului, indicând cât de multă putere este necesară pentru a comprima o anumită cantitate de gaz sau aer.

Puterea specifică este definită ca puterea absorbită de compresor (în kW) împărțită la debitul masic de gaz sau aer (în kg/s) care este comprimat. O putere specifică mai mică indică o eficiență energetică mai mare, ceea ce înseamnă că este necesară mai puțină energie pentru a comprima aceeași cantitate de gaz sau aer.

Importanța puterii specifice pentru compresoarele cu șurub poate fi explicată prin faptul că comprimarea gazului sau a aerului este un proces consumator de

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

energie, iar costurile energetice asociate cu funcționarea unui compresor pot fi o cheltuială semnificativă pentru procesele industriale care se bazează pe aer comprimat. Prin urmare optimizarea eficienței energetice a unui compresor poate duce la economii semnificative de costuri în timp.

Compressoarele cu șurub cu puteri specifice mai mici au, în general, costuri de operare reduse și o amprentă mai mică asupra mediului, deoarece necesită mai puțină energie pentru a atinge același nivel de compresie ca și compresoarele cu putere specifică mai mare. În plus compresoarele cu putere specifică mai mică pot avea durate de viață mai lungi și necesită mai puțină întreținere datorită funcționării lor mai eficiente.

Din graficul de puterea specifică se poate observa că există o valoare optimă de turație a compresorului cu șurub, pentru care puterea specifică este minimă pe fiecare palier de presiune. În acest caz, se poate observa că intervalul optim se situează între 2200 și 2500 rpm.

CAPITOLUL 5 Validarea simulării CFD cu datele experimentale

Compararea trebuie să cuprindă:

a. compararea puterii consumate corectate (sau consumul specific de putere sau randamentul, depinzând de condițiile din garanție) cu consumul de putere garantat (sau consumul specific de putere sau randamentul garantat);

b. compararea debitului volumic corectat cu debitul volumic garantat la creșterea de presiune specifică (sau raportul de comprimare).

Pentru comparare se va ține seama de:

- incertitudinile de măsurare conform ISO 1217:1996;
- erorile datorate impreciziei metodelor utilizate pentru corecția rezultatelor testului cu condițiile de funcționare generale;

Erorile menționate mai sus trebuie combinate pentru a determina incertitudinea totală a testului. Aceasta și toleranțele de execuție se menționează clar în prezentarea comparației.

Simularea CFD este o tehnică utilizată pe scară largă pentru prezicerea performanței compresoarelor cu șurub. Simulările CFD pot oferi informații valoroase asupra curgerii, distribuției presiunii și consumului de energie al compresorului, ajutând proiectanții să optimizeze performanța și eficiența sistemului. Cu toate acestea, pentru a asigura acuratețea și fiabilitatea simulărilor CFD, este important să se compare rezultatele simulării cu datele experimentale și să ne străduim pentru o diferență de sub 5% între cele două.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Există mai multe motive pentru care este importantă compararea simulării CFD cu datele experimentale. În primul rând, ajută la validarea acurateței și fiabilității simulării. Simulările CFD se bazează pe modele matematice complexe pentru a descrie debitul de gaz sau aer prin compresor, iar aceste modele pot conține ipoteze și simplificări care pot afecta acuratețea rezultatelor. Comparând simularea cu datele experimentale, proiectanții se pot asigura că simularea oferă predicții precise ale performanței compresorului.

În al doilea rând, compararea simulării CFD cu datele experimentale poate ajuta la identificarea zonelor în care simularea poate fi inexactă sau incompletă. De exemplu, dacă simularea prezice un consum de energie sau debite semnificativ mai mari decât datele experimentale, aceasta poate indica faptul că simularea nu ține cont de anumite fenomene fizice sau că ipotezele făcute în simulare sunt incorecte. Prin identificarea acestor discrepante, proiectanții pot rafina simularea pentru a-i îmbunătăți acuratețea.

În al treilea rând, compararea simulării CFD cu datele experimentale poate ajuta la optimizarea performanței și eficienței compresorului. Prevăzând cu precizie modelele de curgere, distribuția presiunii și consumul de energie al compresorului, proiectanții pot identifica zonele în care pot fi aduse îmbunătățiri pentru a crește eficiența și a reduce consumul de energie. De exemplu, simularea poate dezvălui că anumite zone ale compresorului se confruntă cu căderi mari de presiune, ceea ce indică faptul că pot fi necesare modificări ale geometriei sau condițiilor de funcționare pentru a reduce căderea de presiune și pentru a îmbunătăți eficiența.

Pentru a asigura acuratețea și stabilitatea soluției simulărilor CFD, se recomandă, în general, să se atingă o diferență de sub 5% între simulare și datele experimentale. Acest nivel de precizie poate fi dificil de atins, deoarece necesită o atenție sporită la detalii atât în simulare, cât și în configurația experimentală. Cu toate acestea, prin calibrarea atentă a simulării și asigurându-se că datele experimentale sunt colectate în condiții controlate și reprezentative, proiectanții pot atinge un nivel ridicat de precizie în predicțiile lor.

În concluzie compararea simulării CFD cu datele experimentale este un pas critic în proiectarea și optimizarea compresoarelor cu șurub. Validând acuratețea simulării, identificând zonele de îmbunătățire și optimizând performanța și eficiența compresorului, inginerii se pot asigura că proiectele lor îndeplinesc specificațiile dorite și funcționează fiabil în aplicațiile din lumea reală. Prin străduința pentru o diferență de sub 5% între simulare și datele experimentale, proiectanții pot atinge un nivel ridicat de precizie în predicțiile lor și se pot asigura că proiectele lor sunt optimizate pentru performanță și eficiență maximă.

Pentru a simula performanța unui compresor cu șurub la două presiuni diferite de refulare de 6 și 8 barg și o turație de 3344 rpm, primul pas este definirea geometriei compresorului și a condițiilor de funcționare. Aceasta presupune crearea unui model tridimensional al compresorului într-un pachet software CFD și definirea condițiilor de intrare și ieșire, precum și a vitezei de rotație.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Pentru a obține rezultate precise pentru un compresor cu șurub, este important să se folosească o turație mare a rotorului tată. Viteza mare de rotație generează forțe centrifuge mari care creează un gradient de presiune ridicată între părțile de aspirație și refulare ale compresorului, ceea ce este esențial pentru procesul de compresie.

În tabelul de mai jos sunt prezentate datele măsurate.

Tabel 4.3 Date măsurate și simulate

	Valori măsurate		Valori calculate		Eroare (%)	
	6 barg	8 barg	6 barg	8 barg	6 barg	8 barg
Putere [kW]	219,66	249,67	212.4381	255.6390	3,4	2,3
Debit [Kg/s]	0,7328	0,7322	0,7062	0,7002	3,7	4,6

Concluzia este că rezultatele experimentale au confirmat datele obținute din simulare cu o eroare de sub 5%. Aceasta înseamnă că modelul de simulare este precis în ceea ce privește predicția comportamentului sistemului studiat, iar datele experimentale obținute sunt în general consistente cu aceste previziuni.

Este important să reținem că o eroare de sub 5% este relativ mică și sugerează că modelul de simulare este foarte aproape de realitate. Cu toate acestea trebuie să fim conștienți că există posibilitatea ca această eroare să crească la scală mare sau în cazul unor condiții extreme, deci trebuie să luăm în considerare și alte factori în evaluarea performanței modelului de simulare.

În general validarea datelor experimentale cu datele obținute din simulare este un pas important în dezvoltarea unui model precis și util pentru a înțelege și prognoza comportamentul sistemelor complexe.

Concluzii:

În cadrul acestui capitol al tezei de doctorat, s-a efectuat testarea a două compresoare cu șurub la diverse turații și presiuni, urmărind evaluarea performanțelor acestora în condiții variate de operare. În urma testelor, s-au elaborat diagramele de funcționare pentru fiecare compresor, ilustrând relația dintre presiunea de refulare, putere și debitul volumic de aer la turațiile respective.

De asemenea am calculat eficiența energetică a compresoarelor, folosind formulele specifice și datele experimentale obținute în timpul testelor. Aceste calcule au fost realizate pentru a determina raportul dintre puterea consumată și cea dezvoltată de compresor, oferind o măsură a performanței energetice a acestora.

Rezultatele obținute în cadrul acestui capitol sunt extrem de importante în evaluarea performanțelor compresoarelor cu șurub și pot fi utilizate pentru îmbunătățirea design-ului acestora în viitor. De asemenea aceste informații sunt utile

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

pentru ingineri, studenți și cercetători care activează în domeniul compresoarelor și care își doresc să înțeleagă mai bine caracteristicile de funcționare și performanțele acestora.

Rezultatele experimentale obținute au validat modelul experimental utilizat. Comparând datele experimentale cu cele obținute prin simularea computerizată, am putut evalua acuratețea modelului și am putut identifica eventualele discrepante.

CONCLUZII GENERALE

În teză, autorul a efectuat o cercetare amănunțită asupra soluțiilor constructive ale compresoarelor cu șurub, investigând situația actuală din domeniu și abordând problemele de performanță și eficiență ale acestor echipamente.

S-au evaluat diverse soluții constructive ale compresoarelor cu șurub, analizând avantajele și dezavantajele fiecărei opțiuni. De asemenea s-au examinat materialele utilizate în construcția acestor compresoare, cu accent pe performanța și costurile acestora. În acest context s-a luat în considerare și necesitatea de a optimiza consumul de energie.

S-a examinat, de asemenea, situația actuală a compresoarelor cu șurub, investigând ultimele inovații și tendințele din industrie. S-au evaluat modelele actuale de compresoare cu șurub, precum și avantajele și dezavantajele acestora. De asemenea s-a investigat utilizarea acestor echipamente în diverse industrii, inclusiv în industria gazelor naturale, construcții, frigotehnie și alte domenii.

A fost realizată o cercetare detaliată a soluțiilor constructive ale compresoarelor cu șurub și a situației actuale în domeniu, abordând problemele de performanță și eficiență ale acestor echipamente și propunând soluții pentru îmbunătățirea lor. Această cercetare poate servi ca bază pentru dezvoltarea viitoare a compresoarelor cu șurub și pentru optimizarea utilizării lor în diverse industrii.

În cadrul cercetărilor au fost realizate două simulări ale compresorului cu șurub: una preliminară fără injecție de ulei și una cu injecție de ulei. Din simulările realizate s-a observat că, în cazul injecției de ulei, debitul masic la aspirație a crescut semnificativ. Acest lucru se datorează faptului că injecția de ulei îmbunătățește etanșeitatea între lobi șuruburilor, reducând astfel pierderile de presiune și mărirea debitului de aer.

S-a realizat o simulare multifazică a compresorului cu șurub pentru a înțelege mai bine comportamentul compresorului și pentru a optimiza performanța acestuia. O simulare multifazică implică modelarea interacțiunii dintre ulei, gaz, rotor și carcasă. Această simulare este foarte greu de realizat deoarece implică modelarea unei interacțiuni foarte complexe între acestea și necesită o putere computațională mare pentru a obține rezultate precise.

Simularea a fost realizată pentru două puncte de presiune diferite, de 6 barg și 8 barg, pentru a obține o imagine mai cuprinzătoare a comportamentului compresorului

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

la diferite condiții de funcționare. Utilizând rezultatele simulării, au fost generate diagrame pentru debit, presiune, cuplu, putere și eficiență volumică și adiabatică. Aceste diagrame oferă o imagine a performanțelor compresorului și ajută la prezicerea acestora în diferite condiții de funcționare.

Prin examinarea acestor diagrame, autorul tezei de doctorat a putut identifica influența parametrilor constructivi asupra performanței compresorului. De exemplu a fost observată o relație directă între turația de antrenare a motorului electric și debitul volumic, dar și o relație inversă între turația motorului electric și eficiența adiabatică.

Din simularea realizată de autorul tezei de doctorat, s-a observat că funcționarea compresorului cu șurub are un caracter pulsatoriu, datorat deschiderii și închiderii periodice a volumelor.

Cu toate acestea se poate întâmpina o problemă în măsurarea acestui caracter pulsatoriu cu aparatura existentă. Majoritatea aparaturii de măsurare a debitului și presiunii utilizate în industrie sunt proiectate pentru a măsura debitului mediu și presiunea în regim stabil. În cazul compresoarelor cu șurub, variațiile periodice sunt substanțiale și pot fi dificil de măsurat cu precizie folosind această aparatură.

Autorul a avut un rol important în realizarea schemei tehnologice și de instrumentare pentru funcționarea compresorului cu șurub. Acesta a trebuit să aleagă cu atenție instrumentele și echipamentele necesare pentru a putea măsura și monitoriza parametrii de funcționare ai compresorului, precum presiunea, temperatura, debitul și puterea. De asemenea, autorul a proiectat și a modelat compresorul cu șurub în format 3D, astfel încât să poată fi realizate simulări mai precise și detaliate ale comportamentului acestuia în diferite condiții de funcționare.

Proiectarea și modelarea compresorului cu șurub în format 3D a fost o sarcină complexă și laborioasă, deoarece a presupus analiza detaliată a tuturor componentelor și asamblarea acestuia. Autorul a trebuit să ia în considerare aspecte precum geometria și dimensiunile componentelor, materialele utilizate, toleranțele și interacțiunile dintre diferitele componente. Prin realizarea unui model 3D precis a compresorului, autorul a putut să îmbunătățească proiectarea și să prezinte mai ușor componentele acestuia, ceea ce a ajutat la înțelegerea mai clară a funcționării și comportamentului compresorului.

În general s-a acordat o atenție deosebită proiectării și realizării tuturor componentelor necesare pentru funcționarea eficientă și fiabilă a compresorului cu șurub, asigurându-se că acestea sunt fabricate din materiale de calitate superioară și sunt proiectate astfel încât să ofere performanțe optime în timpul funcționării.

Autorul tezei de doctorat a testat două tipuri de compresoare cu șurub, cu distanța între rotorii de 90 mm și 180 mm. Aceste teste au fost efectuate pe toată gama de turații și presiuni. Pentru compresorul cu distanța între rotorii de 90 mm, testele au fost comparate cu un software de predicție GHH, iar pentru compresorul cu distanța între rotorii de 180 mm, testele au fost comparate cu rezultatele simulării.

Compresoarele sunt adesea utilizate în aplicații industriale care necesită o gamă largă de debite. Pentru a fi obținute, majoritatea compresoarelor sunt prevăzute

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

cu un multiplicator de turații intern. Acest multiplicator permite variația turației rotorilor, pentru a se putea obține debitul dorit la turația fixă de antrenare a motorului electric.

Raportul de multiplicare poate varia între 0,61 și 2,48. Această gamă largă de rapoarte de multiplicare permite utilizarea compresorului la diferite debite, fără a fi necesară instalarea unui convertor de frecvență, care ar putea fi mai costisitor și mai complicat din punct de vedere al instalării și al întreținerii.

Prin utilizarea multiplicatorului de turații, compresorul poate funcționa la o turație optimă și astfel poate fi îmbunătățită eficiența sa energetică, ceea ce se traduce într-o reducere a costurilor de exploatare. Totodată, acest multiplicator permite adaptarea compresorului la cerințele specifice ale aplicației, în funcție de necesarul de debit de aer comprimat.

S-a validat modelul teoretic pentru cele două puncte simulate (6 barg și 8 barg), prin compararea rezultatelor obținute prin simulare cu valorile măsurate experimental. Rezultatele obținute din simulare au fost foarte apropiate de cele măsurate, iar eroarea dintre acestea a fost sub 5%, ceea ce demonstrează faptul că modelul teoretic este foarte precis și poate fi utilizat cu încredere în predicția performanțelor compresoarelor cu șurub.

Această validare a modelului teoretic este foarte importantă, deoarece demonstrează faptul că rezultatele obținute prin simulare sunt în concordanță cu valorile experimentale, ceea ce permite utilizarea modelului teoretic pentru a face predicții cu privire la performanțele compresoarelor cu șurub în diferite condiții de funcționare.

În final această teză de doctorat a furnizat informații importante despre compresoarele cu șurub și a demonstrat utilitatea modelării matematice, simulării CFD și testării experimentale în dezvoltarea acestora. Aceste cercetări pot fi utile în viitor pentru îmbunătățirea performanțelor compresoarelor cu șurub și reducerea consumului de energie în diverse aplicații.

CONTRIBUȚII ORIGINALE

Autorul acestei lucrări descrie rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale realizate pe un compresor cu șurub privind creșterea eficienței energetice[2], [9], [20]. Este o nouă modalitate de testare al acestuia pe standul de experimentare[7]. Acest compresor a fost proiectat și fabricat de către INCDT COMOTI în România și urmează să fie montat pe mai multe echipamente de comprimare gaze naturale în exploatare la PETROM, acestea urmând să înlocuiască compresoarele CF 180 produse de către GHH Germania. Acest tip de compresor este o noutate pe piața din România și gama mare de debit (între 8 și 43 m³/min) și presiune (între 3 și 16 barg) îl face ideal pentru aplicații industriale unde se dorește comprimarea de aer sau gaz natural.

Teza prezintă contribuții tehnice și științifice în domeniul compresoarelor cu șurub:

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

1. Sintetizează stadiul actual în domeniul cercetării și dezvoltării de compresoare cu șurub, aceste informații fiind utile pentru ingineri, studenți și cercetători.
2. A fost proiectat, executat și testat un compresor cu șurub. În timpul realizării compresorului au apărut multe probleme tehnice legate de încadrarea acestuia în cotele de gabarit impuse și de legătură.
3. A fost proiectat, executat un stand de testare pentru compresoare cu șurub pentru a se putea valida performanțele funcționale la diverse presiuni și turații de funcționare. Au fost determinate debitele optime de ulei pentru funcționare la aceste regimuri[8], [29]. De asemenea au fost impuse și limitele de funcționare, operare și protecție pentru exploatare.
4. A fost realizat un model matematic pentru predimensionarea compresorului și estimarea performanțelor.
5. Au fost realizate simulări ale curgerii bifazice dinamice în compresor pentru obținerea unor performanțe îmbunătățite[1], [4], [17], [18]. Aceste simulări au fost efectuate la diferite presiuni de refulare.
6. În timpul proiectării s-a acordat o atenție deosebită la realizarea soluției constructive a carcaselor compresorului. Uzual carcasa rotorilor și carcasa de refulare sunt realizate dintr-o singură bucată, dar s-a observat în timpul exploatării compresoarelor cu șurub cele mai multe defecte apar în jurul orificiului de refulare din cauza intrării unor particule solide în compresor[8]. În cele mai multe cazuri este necesară schimbarea carcasei. Pentru reducerea costurilor de reparație carcasa a fost împărțită în două bucăți carcasa rotorilor și carcasa lagăre.
7. În urma rezultatelor experimentale au fost trasate curbele caracteristice de debit-turație la presiune constantă și putere - turație la presiune constantă astfel încât a fost definit domeniul de funcționare a compresorului de la turația și presiunea minimă la turația și presiunea maximă
8. A fost definită schema funcțională a compresorului care este folosită în realizarea filozofiei de funcționare și realizarea softului de comandă pentru PLC. În acest soft sunt introduse elemente de protecție pentru parametrii de funcționare a compresorului pentru a preveni eventualele avarii sau erori umane. Oprirea standului de testare se face prin depresurizarea vasului separator înainte de oprirea compresorului.

PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ

Compresoarele cu șurub sunt compresoare volumice care pot funcționa pe o gamă largă de presiuni. Acestea au un raport volumic predefinit deci un raport de comprimare optim în funcție de gazul testat. Dacă presiunea de funcționare diferă de presiunea optimă atunci apare fenomenul de subcompresie sau supracompresie.

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

Pentru a verifica și minimiza aceste fenomene trebuie dezvoltat un calcul CFD pentru a evidenția variația presiunii în camera de comprimare și a calcula pierderile de masă între camerele de comprimare.

O altă direcție de dezvoltare este determinarea viabilității folosirii unei acoperiri cu teflon sau a altor materiale a rotorilor pentru remedierea defectelor apărute în timpul funcționării și determinarea creșterii eficienței energetice prin aplicarea unor straturi de grosimi diferite.

Articole științifice:

1. Borzea, C., **PETRESCU**, V., Vladuca, I., Roman, M. and Badea, G. (2021) 'Potential of Twin-Screw Compressor As Vibration Source for Energy Harvesting Applications', *Actualități Și Perspective În Domeniul Mașinilor Electrice (Electric Machines, Materials and Drives - Present and Trends)*, 2021(1), pp. 1–6. Available at: <https://doi.org/10.36801/apme.2021.1.12>.
2. Borzea, C., **PETRESCU**, V., Vlăducă, I., Roman, M. And Badea, G. (2021) 'Potential of twin-screw compressor as vibration source for energy harvesting applications', *actualități și perspective în domeniul mașinilor electrice (electric machines, materials and drives - present and trends)*, 2021(1), pp. 1–6. Available at: <https://doi.org/10.36801/apme.2021.1.12>.
3. Ion, M. and **PETRESCU**, V. (2023) 'The computational fluid dynamics evaluation of an oil-flooded screw compressor', *Eng. Technol. Appl. Sci. Res.*, XX(X), pp. 1–8. [Preprint].
4. Isac, R., Stanescu, T. and **PETRESCU**, V. (2023) 'Infrared thermography-extending operating life of natural gas compression equipments with screw compressor unit', 11th International Conference on Energy and Environment CIEM 2023 Conference [Preprint].
5. Nitulescu, M., Slujitoru, C., **PETRESCU**, V., Silivestru, V., Fetea, G. and Tomescu, S. (2021) 'Reducing rotors clearance - a way to increase the performance of a screw compressor', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1180(1), p. 12007. Available at: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012007>.
6. NIȚULESCU, M., SILIVESTRU, V., TOMA, N., SLUJITORU, C., **PETRESCU**, V., ȘERBAN, A. and TOMESCU, S. (2022) 'Multifunctional stand for testing screw compressors in closed loop test configuration', *EMERG - Energy. Environment. Efficiency. Resources. Globalization*, 8(2), pp. 56–67. Available at: <https://doi.org/10.37410/EMERG.2022.2.05>.
7. **PETRESCU**, V., Săvescu, C., Stănescu, T., Nechifor, C., Vasile, M. and Tomescu, S. (2023) 'Experimental analyses of twin-screw compressors' energetic efficiency depending on the volume ratio', 11th International Conference on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development (TE-RE-RD 2023) [Preprint].
8. **PETRESCU**, V., Tomescu, S., Stanescu, T. and Vasile, E. (2023) 'The influence of clearances on energy efficiency in screw compressors', 11th International Conference on Energy and Environment CIEM 2023 Conference [Preprint].

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

9. Săvescu, C., Morega, A., Veli, Y. and **PETRESCU**, V. (2023) 'Numerical Modelling of Thermoelectric Energy Harvesting from Industrial Compressor Waste Heat', 13th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE 2023) [Preprint].
10. Săvescu, C., Comeagă, D., **PETRESCU**, V. and Stănescu, T. (2023) 'Piezoelectric Harvester Simulations with Electric Circuit Physics, Using Vibration Data Measured from Compressor', U.P.B. Scientific Bulletin, Series C Electrical Engineering and Computer Science, [Preprint].
11. Săvescu, C., **PETRESCU**, V., Vlăducă, I., Comeagă, D., Nechifor, C. and Niculescu, F. (2023) 'Theoretical and Experimental Analysis of a Twin-Screw Compressor as Potential Source for Vibration Energy Harvesting', Revue Roumaine des Sciences Techniques - Série Électrotechnique et Énergétique, vol. 68 [Preprint].
12. Săvescu, C., **PETRESCU**, V., Comeagă, D., Cărlănescu, R., Roman, M. and Lale, D. (2023) 'Thermal Potential of a Twin-Screw Compressor as Source for Thermoelectric Energy Harvesting', 11th International Conference on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development (TE-RE-RD 2023) [Preprint].
13. Stănescu, T., Săvescu, C., **PETRESCU**, V., Ușeriu, D. and Badea, G. (2023) 'Increasing centrifugal blower efficiency by simultaneous adjustment of inlet guide vanes and diffuser vanes', Proceedings of the Romanian Academy, Series A [Preprint].
14. Tomescu, S., **PETRESCU**, V., Serban, A. and Voicu, S. (2021) 'Energy Efficiency of an Oil Injected Screw Compressor Operating at Various Discharge Pressures', in 2021 10th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM). IEEE, pp. 1–5. Available at: <https://doi.org/10.1109/CIEM52821.2021.9614754>.

Brevete:

1. Silivestru, V., **PETRESCU**, V., Haraguta, Cr.-I., Mircea, D.I., Vlăduca, I., Toma, N. and Ungureanu, A. (2022) 'Instalație de stocare a energiei electrice'. Osim.

Bibliografie:

- [1] Borzea, C., V. Petrescu, I. Vladuca, M. Roman, and G. Badea, “Potential of Twin-Screw Compressor As Vibration Source for Energy Harvesting Applications,” *Actual. Și Perspect. În Domen. Mașinilor Electr. (Electric Mach. Mater. Drives - Present Trends)*, vol. 2021, no. 1, pp. 1–6, 2021, doi: 10.36801/apme.2021.1.12.
- [2] Borzea, C. *et al.*, “Compressed Air Energy Storage Installation for Renewable Energy Generation,” *E3S Web Conf.*, vol. 112, p. 2010, 2019, doi: 10.1051/e3sconf/201911202010.
- [3] Gardner, “Variable Lead Compressor,” 3,424,373, Jan. 1969
- [4] Isac, R., T. Stanescu, and V. Petrescu, “Infrared thermography- extending operating life of natural gas compression equipments with screw compressor unit,” *11th Int. Conf. Energy Environ. CIEM 2023 Conf.*, 2023.
- [5] Lundberg, A. and R. Glanvall, “A comparison of SRM and Globoid type screw compressors,” *Int. J. Refrig.*, vol. 2, no. 4, pp. 221–232, 1979, doi: 10.1016/0140-7007(79)90013-6.
- [6] Mustafin, T. N., R. R. Yakupova, A. V. Burmistrova, M. S. Khamidullina, and I. G. Khisameeva, “Analysis of Influence of Screw Compressor Construction Parameters and Working Condition on Rotor Temperature Fields,” *Procedia Eng.*, vol. 152, pp. 423–433, 2016, doi: 10.1016/J.PROENG.2016.07.612.
- [7] NIȚULESCU, M. *et al.*, “Multifunctional stand for testing screw compressors in closed loop test configuration,” *EMERG - Energy. Environ. Effic. Resour. Glob.*, vol. 8, no. 2, pp. 56–67, 2022, doi: 10.37410/EMERG.2022.2.05.
- [8] Petrescu, V., C. Săvescu, T. Stănescu, C. Nechifor, M. Vasile, and S. Tomescu, “Experimental analyses of twin-screw compressors’ energetic efficiency depending on the volume ratio,” *11th Int. Conf. Therm. Equipment, Renew. Energy Rural Dev. (TE-RE-RD 2023)*, 2023.
- [9] Petrescu, V., S. Tomescu, T. Stanescu, and E. Vasile, “The influence of clearances on energy efficiency in screw compressors,” *11th Int. Conf. Energy Environ. CIEM 2023 Conf.*, 2023.
- [10] Rane, S., A. Kovačević, N. Stošić, and I. K. Smith, “Bi-Directional System Coupling for Conjugate Heat Transfer and Variable Leakage Gap CFD Analysis of Twin-Screw Compressors,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 1180, no. 1, p. 12001, 2021, doi: 10.1088/1757-899X/1180/1/012001.
- [11] Rane, S. and A. Kovacevic, “Algebraic generation of single domain computational grid for twin screw machines. Part I. Implementation,” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 107, pp. 38–50, 2017, doi: 10.1016/J.ADVENGSOFT.2017.02.003.
- [12] Rane, S., A. Kovačević, and N. Stošić, “Grid Generation for CFD Analysis and Design of a Variety of Twin Screw Machines,” *Designs*, vol. 3, no. 2, p. 30, 2019, doi: 10.3390/designs3020030.
- [13] Rane, S., A. Kovacevic, N. Stosic, and M. Kethidi, “Grid deformation strategies for CFD analysis of screw compressors,” *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 7, pp. 1883–1893,

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării compresorului cu șurub

2013, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2013.04.008.

- [14] Rane, S., A. Kovacevic, N. Stosic, and M. Kethidi, “Deforming grid generation and CFD analysis of variable geometry screw compressors,” *Comput. Fluids*, vol. 99, pp. 124–141, 2014, doi: 10.1016/J.COMPFLUID.2014.04.024.
- [15] Rane, S., A. Kovačević, N. Stošić, and I. Smith, “Highly Deforming Computational Meshes for CFD Analysis of Twin-Screw Positive Displacement Machines,” *Computational Fluid Dynamics - Basic Instruments and Applications in Science*. InTech, 2018. doi: 10.5772/intechopen.71885.
- [16] Rane, S., A. Kovačević, N. Stošić, and G. Stupple, “On Numerical Investigation of Water Injection to Screw Compressors,” in *Volume 6A: Energy*, American Society of Mechanical Engineers, 2018. doi: 10.1115/IMECE2018-86463.
- [17] Săvescu, C., V. Petrescu, D. Comeagă, R. Cărlănescu, M. Roman, and D. Lale, “Thermal Potential of a Twin-Screw Compressor as Source for Thermoelectric Energy Harvesting,” *11th Int. Conf. Therm. Equipment, Renew. Energy Rural Dev. (TE-RE-RD 2023)*, 2023.
- [18] Săvescu, C., V. Petrescu, I. Vlăducă, D. Comeagă, C. Nechifor, and F. Niculescu, “Theoretical and Experimental Analysis of a Twin-Screw Compressor as Potential Source for Vibration Energy Harvesting,” *Rev. Roum. des Sci. Tech. - Série Électrotechnique Énergétique*, vol. 68, 2023.
- [19] Silivestru, V. *et al.*, “Instalație de stocare a energiei electrice.” Osim, 2022.
- [20] Stănescu, T., C. Săvescu, V. Petrescu, D. Ușieriu, and G. Badea, “Increasing centrifugal blower efficiency by simultaneous adjustment of inlet guide vanes and diffuser vanes,” *Proc. Rom. Acad. Ser. A*, 2023.
- [21] Stosic, N., “MATHEMATICAL MODELLING IN COMPUTER AIDED DESIGN OF SCREW COMPRESSORS,” 2001.
- [22] Stosic, N., I. K. Smith, and A. Kovacevic, “Opportunities for innovation with screw compressors,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng.*, vol. 217, no. 3, pp. 157–170, Aug. 2003, doi: 10.1177/095440890321700301.
- [23] Stosic, N., I. Smith, and A. Kovacevic, “Improving Screw Compressor Displacement and Efficiency by Increasing the Rotor Profile Depth,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 604, no. 1, p. 11012, 2019, doi: 10.1088/1757-899X/604/1/011012.
- [24] Stosic, N., S. Rane, A. Kovacevic, and I. K. Smith, “Screw Rotor Profiles of Variable Lead Vacuum and Multiphase Machines and Their Calculation Models,” in *Volume 6A: Energy*, American Society of Mechanical Engineers, 2016. doi: 10.1115/IMECE2016-66314.
- [25] Stosic, N., I. K. Smith, and A. Kovacevic, “Screw compressors and expanders,” in *Positive Displacement Machines*, Elsevier, 2019, pp. 115–142. doi: 10.1016/B978-0-12-816998-8.00005-4.
- [26] Stosic, N., I. K. Smith, and A. Kovacevic, “Screw compressors and expanders,” *Positive Displacement Machines*. Elsevier, pp. 115–142, 2019. doi: 10.1016/B978-0-12-816998-8.00005-4.
- [27] Stosic, N., I. K. Smith, A. Kovacevic, and E. Mujic, “Geometry of screw compressor

Cercetări teoretice și experimentale asupra optimizării energetice a funcționării
compresorului cu șurub

- rotors and their tools,” *J. Zhejiang Univ. A*, vol. 12, no. 4, pp. 310–326, 2011, doi: 10.1631/jzus.A1000393.
- [28] Stosic, N., I. K. Smith, A. Kovacevic, and E. Mujic, “Review of Mathematical Models in Performance Calculation of Screw Compressors,” *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, vol. 4, no. 2, pp. 271–288, 2011, doi: 10.5293/IJFMS.2011.4.2.271.
- [29] Tomescu, S., V. Petrescu, A. Serban, and S. Voicu, “Energy Efficiency of an Oil Injected Screw Compressor Operating at Various Discharge Pressures,” in *2021 10th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, IEEE, 2021, pp. 1–5. doi: 10.1109/CIEM52821.2021.9614754.