

Implementarea și validarea algoritmului semi-empiric Aungier pentru generarea caracteristicii unei trepte de compresor centrifugal

Sergiu Strătilă¹

Coordonator: Prof. dr. ing. Dorin Stanciu²

¹Facultatea de Inginerie Aerospațială, UNSTPB; ²Departamentul de Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică, UNSTPB

Rezumat (Abstract)

În această lucrare, implementarea modelului semi-empiric dezvoltat de Aungier pentru generarea caracteristicii unui compresor radial este descrisă, alături de câteva dintre ecuațiile utilizate, precum și rezultatele obținute, reprezentate grafic. Rezultatele codului sunt comparate cu raportul total de comprimare și randamentul izentropic (obținute prin experiment sau prin simulări computaționale CFD) ale unor geometrii disponibile în literatură formate din rotor, difuzor nepaletat și stator (difuzor paletat).

Cuvinte-cheie: rotor radial, algoritm semi-empiric, treaptă de compresor, compresor centrifugal.

1 Introducere

Calculul fidel al performanțelor unei mașini cu palete necesită, în general, un efort mare de calcul pentru a rezolva sistemul de ecuații Navier-Stokes asociate componentelor unui turbomotor. În cazul compresoarelor centrifugale (Fig. 1), modele semi-empirice sau empirice reprezintă o excelentă alternativă la simulările CFD (eng., *Computational Fluid Dynamics*), reducând drastic timpul și puterea de calcul necesare generării caracteristicii unui compresor (calcularea raportului de comprimare și a randamentului izentropic) [1].

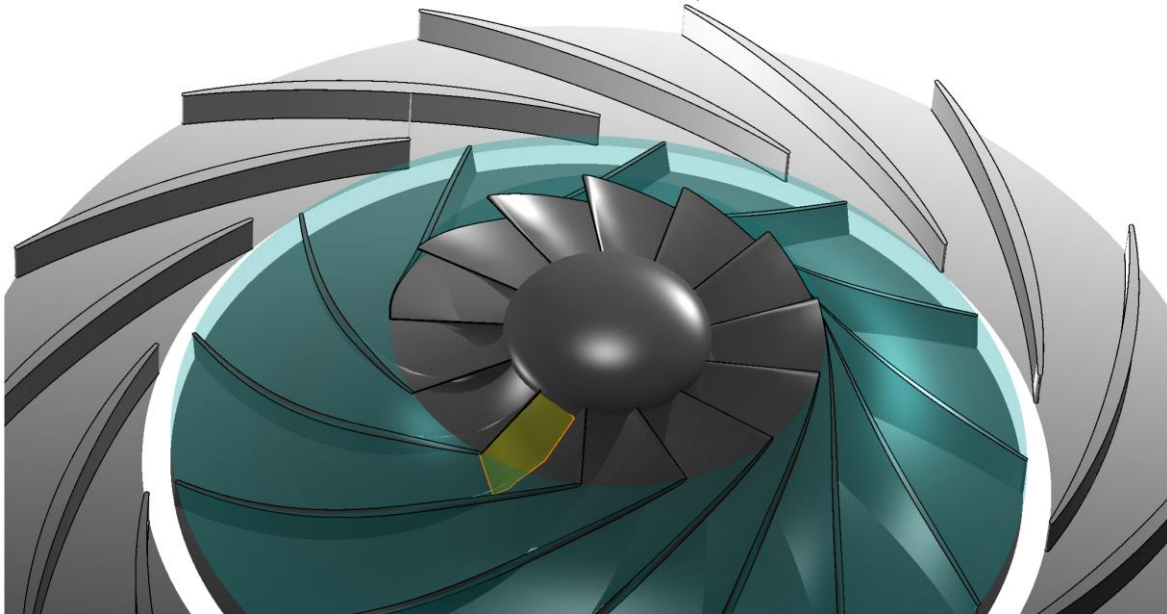


Fig. 1, O treaptă de compresor centrifugal (rotor și difuzor) cu secțiunea minimă (galben) a rotorului

Printre diversele metodologii și algoritmi creați pentru această sarcină [2], [3], [4], algoritmul creat și validat de R.H. Aungier [2], [5], [6] se remarcă ca fiind cel mai fiabil – rezultatele sunt precise și corespund îndeaproape datelor experimentale sau rezultatelor simulărilor CFD, numeroși autori utilizând și confirmând acuratețea acestei metode.

De exemplu, autorii Klausner și Gampe [7] au realizat o evaluare a geometriilor de compresoare centrifugale disponibile public și a proprietăților estimate ale acestora (dimensiuni liniare, unghiulare și arii). Caracteristicile raportului de comprimare și ale randamentului generate prin metoda Aungier pentru fiecare dintre aceste geometrii sunt prezentate în detaliu pe parcursul articolului, alături de date experimentale, confirmând buna precizie a metodei.

Un alt exemplu este teza de masterat a absolventului Solaesa [8], în care sunt analizate performanțele compresorului centrifugal al unui turbocompresor de autoturism. Caracteristica raportului de comprimare compară rezultatele obținute prin metoda Aungier [2], metoda dezvoltată de Oh, Yoon și Chung [4], simulările CFD și rezultatele experimentale. Beneficiile utilizării acestei metode, așa cum s-a menționat anterior, sunt efortul computațional scăzut și precizia ridicată – 69 din 77 de puncte calculate returnează rapoarte de comprimare într-o marjă de eroare relativă de 10%.

2 Algoritmul Aungier pentru gazul ideal

Diagrama entalpie-entropie (calitativă – nu este prezentată la scară) a transformărilor suferite de fluid într-o treaptă de compresor centrifugal poate fi observată în Fig. 2. Toate notațiile, indicii și exponenții utilizați în lucrare sunt definiți și explicați în Nomenclator.

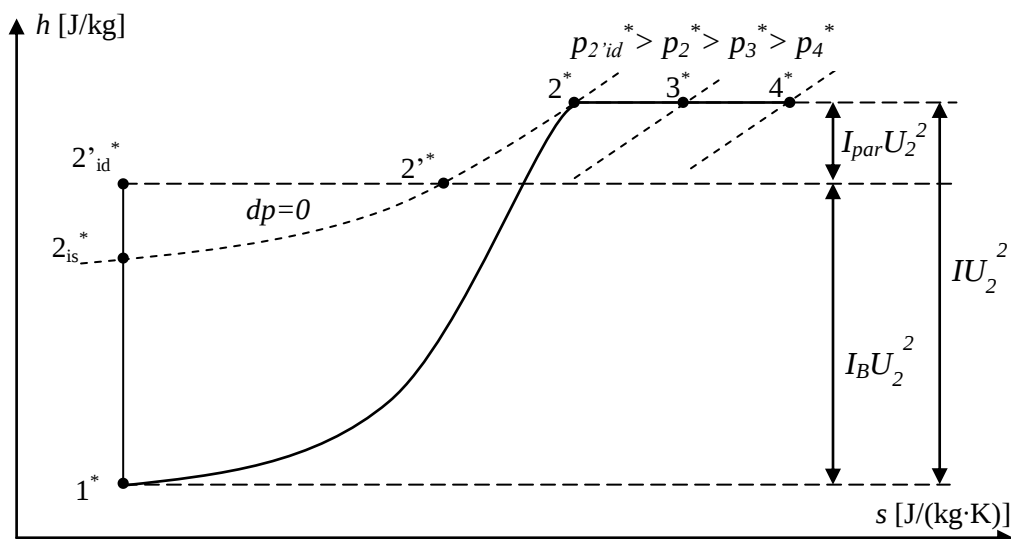


Fig. 2, Diagrama calitativă h - s (entalpie-entropie) a procesului de comprimare într-o treaptă de compresor centrifugal (1 – intrarea în rotor, 2 – intrarea în canalul nepaletat, 3 – intrarea în statorul paletat și 4 – refularea statorului paletat) pentru stările frânate (totale)

Dacă starea termodinamică frânată este impusă la admisie, starea statică poate fi calculată utilizând relațiile transformărilor izentropice coroborate cu ecuația de conservare a masei în ipoteza gazului ideal (1) pentru fiecare punct de calcul de pe caracteristică (perechi turație – debit masic). Pentru simplitate, viteza absolută a aerului la admisie poate

fi considerată pur axială, fără componente radiale și tangențiale, astfel încât, în relația transformării izentropice apare doar viteza meridională.

$$\dot{m} = \rho_1^* \left(1 - \frac{C_1^2}{2h_1^*} \right)^{\frac{1}{k-1}} C_1 A_1 \quad (1)$$

Algoritmul iterativ (Fig. 3) se bazează pe estimarea coeficientului de curgere la vârful (refularea) rotorului (2), calcularea coeficienților de pierdere de presiune totală relativă pentru fiecare tip de pierdere (pe baza valorii estimate a coeficientului de curgere) și apoi verificarea convergenței masei între admisie și refulare.

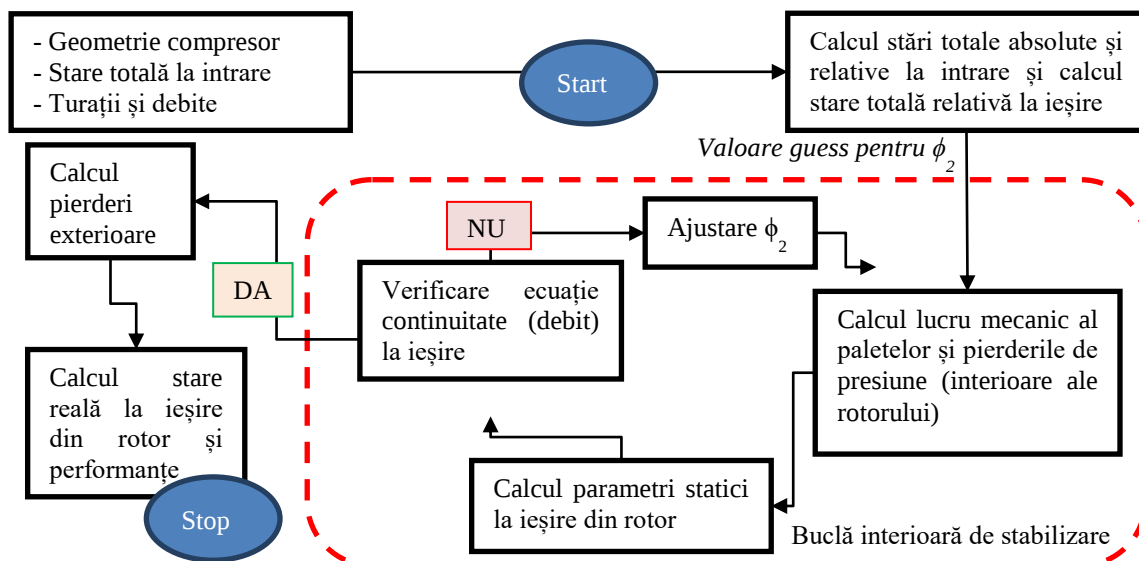


Fig. 3, Schema logică a programului

$$\Phi_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 U_2 A_2} \quad (2)$$

Coeficientul de pierdere de presiune, care este definit în (3), este particularizat pentru fiecare dintre cele 11 pierderi de presiune luate în considerare de Aungier:

1. Pierderi prin unde de șoc normale la intrare în rotor;
2. Pierderi prin incidență (diferență unghi relativ curgere – unghi paletă);
3. Pierdere prin difuzie la intrare – secțiune minimă;
4. Pierdere din blocaj la secțiunea minimă (eng. *throat*);
5. Pierdere prin frecarea cu suprafețele rotorului;
6. Pierdere prin încărcarea paletelor cauzate de gradienti de presiune în dreptul oricărei suprafețe meridionale (*blade-to-blade*);
7. Pierdere prin încărcare butuc-vârf (gradienti ai câmpului de viteze);
8. Pierdere prin expansiune (amestec al curgerii neperturbate și al curgerii distorsionate de la ieșire);
9. Pierdere prin joc la vârf (tip gap/tip clearance);
10. Pierdere prin amestec al vârtejurilor la capetele paletelor și al curgerii;
11. Pierdere prin număr Mach supercritic când vitezele suprafețelor paletelor sunt supersonice.

Deoarece această lucrare prezintă implementarea și validarea algoritmului Aungier, formulele specifice pentru fiecare dintre cele 11 pierderi nu vor fi prezentate în detaliu (cu excepția uneia), ele putând fi găsite oricând în cartea lui R. H. Aungier [2].

$$\bar{\omega} = \frac{p_{id}^* - p_{real}^*}{p_{id}^* - p_{id}} \quad (3)$$

Printre acestea, una dintre pierderile cu cel mai mare impact este pierderea prin incidență la intrarea în rotor (4), și anume:

$$\bar{\omega}_{inc} = 0.8 \left(1 - \frac{C_{m1}}{W_1 \sin \beta_1} \right)^2 + \left(\frac{z_{FB} t_{b1}}{2\pi r_1 \sin \beta_1} \right)^2 \quad (4)$$

și care este calculată între suprafața de intrare în rotor și cea de la secțiunea minimă a canalului (throat) – Fig. 4.

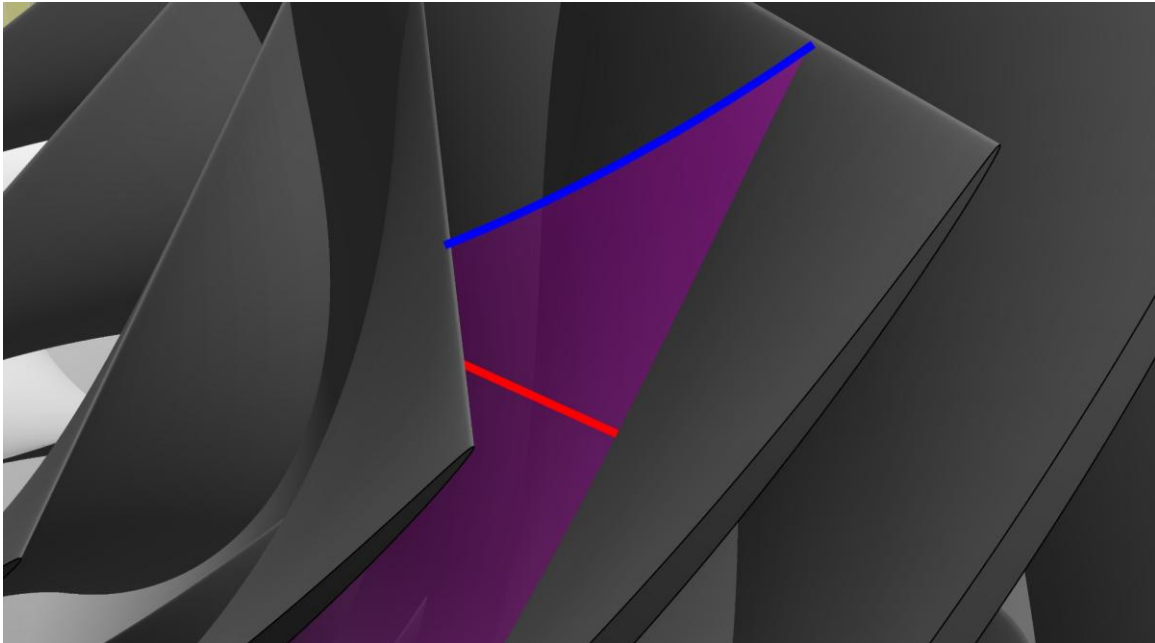


Fig. 4, Suprafața medie a curgerii (violet) și intersecția dintre aceasta și suprafața admisiei (albastru) și cea a secțiunii minime (throat, roșu)

Presiunea frânată relativă la ieșire este calculată (5) luând în considerare un factor de corecție pentru coeficienții pierderilor de presiune, $f_c = (\rho_{2W}^* T_{2W}^*) / (\rho_{1W}^* T_{1W}^*)$, iar debitul masic la ieșire este comparat cu cel din admisie. Dacă debitul la refulare nu a convers, valoarea inițială (guess value) a coeficientului de curgere la refulare este ajustată (conform schemei logice a programului din Fig. 3).

$$p_{2W}^* = p_{2W,id}^* - f_c (p_{1W}^* - p_1) \sum_{i=1}^{11} \bar{\omega}_i \quad (5)$$

Variația coeficienților de pierdere de presiune frânată relativă pe două izoturații poate fi observată în Fig. 5, pentru rotorul Eckardt-B [9], [10].

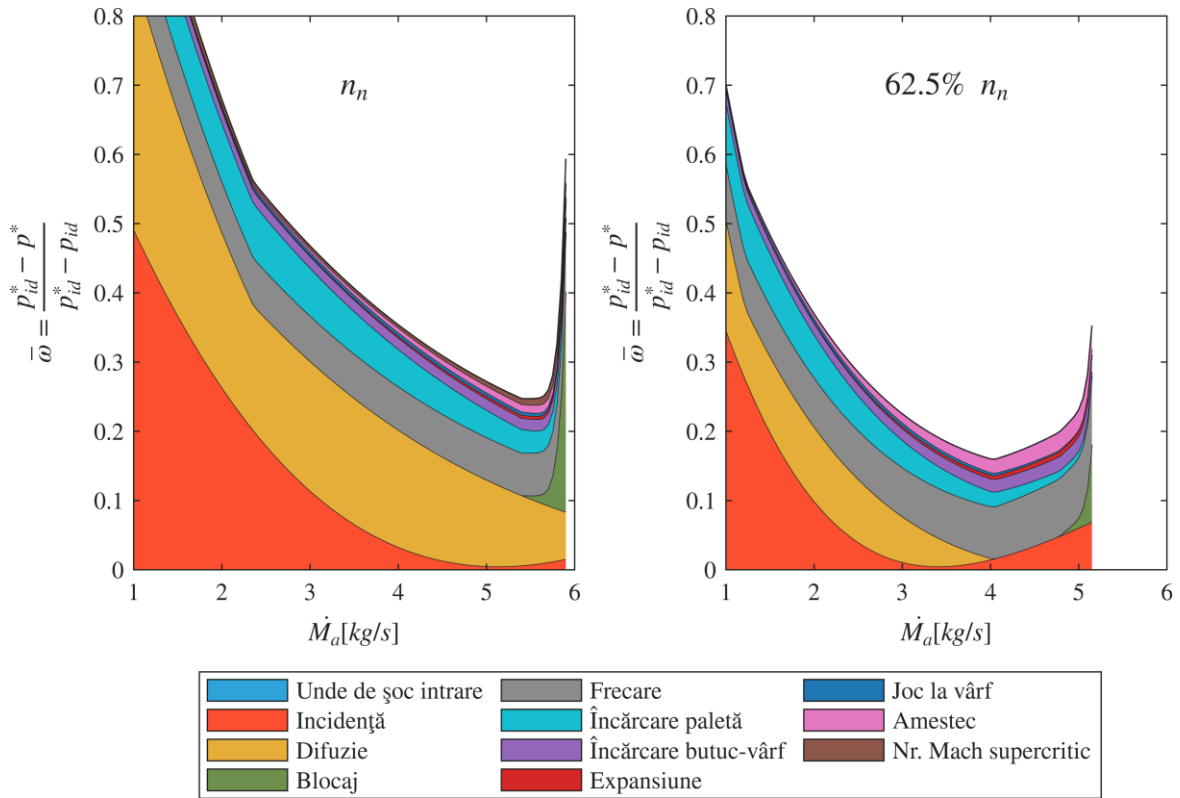


Fig. 5, Variația coeficienților de pierdere ai presiunii pentru izoturația 16000 rpm (nominal, stânga) și 10000 rpm (62.5% din nominal, dreapta) în cazul rotorului Eckardt-B [9], [10]

Pierderile exterioare reprezintă pierderi parazitice, care nu contribuie la comprimarea aerului, dar care consumă energie. Dintre pierderile exterioare, lucrul mecanic de frecare a rotorul cu aerul dintre rotor și capac necesită cunoașterea debitului pierdut prin etanșarea cu labirinți de la ieșirea din rotor. Această pierdere are la bază modelarea regimurilor Reynolds pentru discuri rotative a autorilor Daily și Neece [11], asupra căreia Aungier [2, pp. 60-62] aplică o corecție ce depinde de debitul de scurgere prin garnitură, care oferă o foarte bună apropiere cu datele experimentale în ceea ce privește randamentul calculat al compresorului.

Întrucât datele geometrice ale etanșării nu sunt disponibile public pentru niciuna dintre geometriile, debitul de pierdere a fost aproximat prin expresia empirică (6) (unde a este o constantă asociată fiecărei geometrii) pentru toate geometriile, cu excepția Eckardt-B, unde nu a fost aplicată corecția Aungier, ci doar calculul discului rotativ (similar cu rezultatele numerice din articolul autorilor Oh, Yoon și Chung [4]).

$$\dot{m}_L = a\%_0 \cdot \dot{m} \sqrt{\frac{n_n}{n}} \quad (6)$$

Predicția performanței difuzorului fără palete se bazează pe rezolvarea ecuațiilor diferențiale asociate unor astfel de canale anulare: conservarea masei, conservarea momentului cinetic, conservarea impulsului și conservarea energiei, la care se adaugă relațiile izentropice dintre stările termodinamice frânate și statice și o ecuație de stare (care descrie o relație între presiune, temperatură și densitate pentru un gaz într-o anumită stare).

Acest solver pentru canalul fără palete este oarecum diferit de cel pentru rotor – deși pot fi implementați algoritmi implicați iterativi pentru această sarcină, necesitatea ajustării

valorii estimate nu este prezentă aici, deoarece soluția iterației i va fi valoarea de start a următoarei iterații, $i + 1$.

În ceea ce privește satorul paletat, solver-ul este identic ca principiu cu cel prezentat în Fig. 3, al rotorului, dar folosește un număr mai mic de modele de pierdere de presiune.

3 Extensie la ipoteza gazului real

3.1 Motivație

Modelul descris anterior presupune că fluidul de lucru se comportă ca un gaz ideal, ipoteză valabilă pentru presiuni moderate și temperaturi ridicate. Totuși, pentru compresoare cu raport de comprimare ridicat – cum este treapta NASA CC3 [12], cu un raport de comprimare de 4:1 – presiunea statică la refularea rotorului atinge valori la care abaterile față de comportamentul ideal pot deveni relevante din punct de vedere ingineresc. Prin urmare, codul a fost extins pentru a permite calculul proprietăților termodinamice ale aerului în ipoteza gazului real, utilizând librăria open-source CoolProp [13], accesată prin intermediul unui wrapper dedicat pentru MATLAB [14].

3.2 Ecuația de stare și factorul de compresibilitate

CoolProp utilizează intern ecuații de stare de tip Helmholtz multi-parametrice [13], [15] pentru calculul proprietăților termodinamice ale aerului, oferind valori precise ale densității, entalpiei, entropiei și căldurii specifice pe întregul domeniu de presiuni și temperaturi relevant pentru compresoarele centrifugale [15]. Abaterea față de comportamentul ideal este caracterizată prin factorul de compresibilitate Z , definit prin:

$$p = \rho RTZ \quad (7)$$

unde $Z = 1$ corespunde gazului ideal. Pentru aer în condițiile de funcționare ale compresoarelor analizate, Z se abate de la unitate cu mai puțin de 1–2% [15], [16], însă efectul cumulat asupra stărilor termodinamice de-a lungul algoritmului iterativ poate influența rezultatele finale – un mic studiu asupra acestor diferențe este prezentat și în Anexa A. În ipoteza gazului ideal, căldurile specifice la volum și presiune constante, c_p, c_v , și exponentul adiabatic, k , sunt constante, iar relațiile izentropice au formă închisă (din eng. *closed form*). În ipoteza gazului real, acestea depind de temperatură și presiune, iar relațiile izentropice simple nu mai sunt direct aplicabile.

Din punct de vedere structural, algoritmul iterativ din Fig. 3 rămâne nemodificat – bucla de convergență este identică. Modificarea esențială constă în înlocuirea formulelor analitice pentru proprietățile termodinamice cu apeluri către CoolProp în toate punctele algoritmului unde acestea intervin: calculul densității, entalpiei statice și frânată, vitezei sunetului și vâscozității dinamice, cu un cost mai ridicat al efortului computațional.

4 Rezultate

Patru configurații de compresoare au fost luate în considerare pentru compararea modelului Aungier implementat cu datele experimentale. În dreptul fiecărui caz, starea termodinamică totală la intrarea în rotor este dată de $T_1^* = 288[K]$, $p_1^* = 101325[Pa]$.

4.1 Rotorul Eckardt-B [9], [10]

Prima geometrie de rotor centrifugal luată în considerare este rotorul Eckardt-B, prezentat în [9], [10], care poate fi vizualizat în Fig. 6. Proprietățile geometrice ale rotoarelor prezentate în acest articol au fost calculate prin reconstrucția paletelor respectând parametrizarea descrisă în [2], pornind de la tabelele de definiție care conțineau, în unele cazuri, doar câteva dimensiuni liniare și unghiulare, cum ar fi razele la butuc (*hub*) și la vârf (*shroud*) ale admisiei rotorului, unghiurile paletelor, unghiul paletei la ieșirea din rotor, lățimea canalului și diametrul. Caracteristica Eckardt-B poate fi vizualizată în Fig. 7.

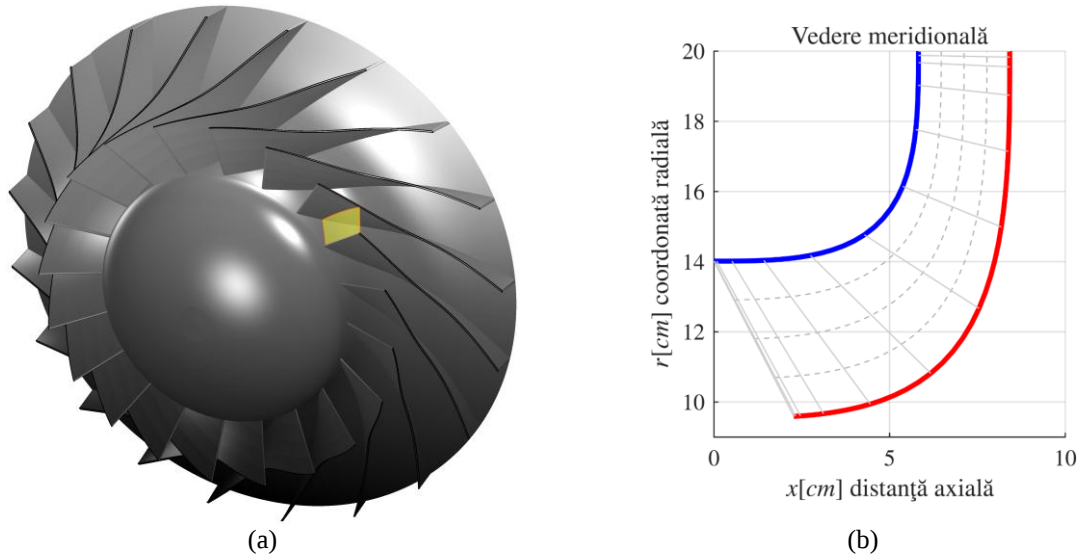


Fig. 6, Rotorul Eckardt-B (a) și vederea meridională a canalului acestuia (b)

Caracteristica raportului de comprimare a rotorului și cea a randamentului izentropic sunt prezentate în Fig. 7. Rezultatele sunt în concordanță cu datele experimentale. Cea mai bună precizie este obținută pentru turațiile mai joase, atât în ceea ce privește raportul de presiune totală, cât și randamentul izentropic.

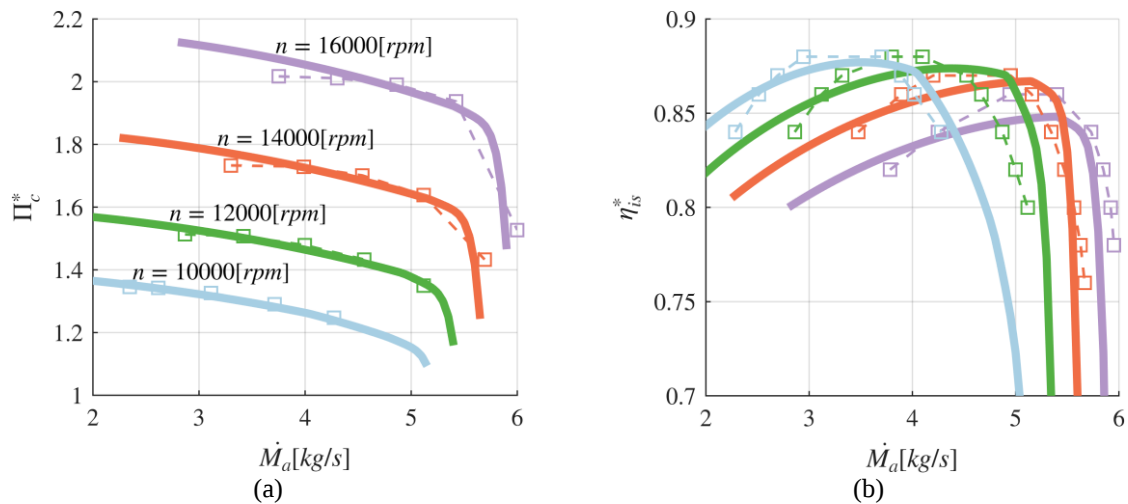


Fig. 7, Caracteristica rotorului Eckardt-B (a) și randamentul izentropic (b), valori obținute cu algoritmul implementat (linii continue, groase) versus valori experimentale (linii întrerupte cu marcatoare pătrate), gaz ideal

4.2 Rotorul și difuzorul fără palete NASA CC3 [12], [17]

Geometria rotorului NASA CC3 și a difuzorului fără palete (zona albastră din Fig. 8.a) a fost, de asemenea, luată în considerare pentru testare. Paletele și canalul difuzorului fără palete au fost reconstruite pe baza tabelor furnizate în [12], iar rezultatele sunt comparate cu datele experimentale și CFD din [17]. Caracteristica compresorului în ipoteza gazului ideal suprapusă peste cea în ipoteza gazului real este prezentată în Fig. 9. Turația nominală este de 21789 [rpm], iar constanta din (6) a fost aleasă $a = 7$.

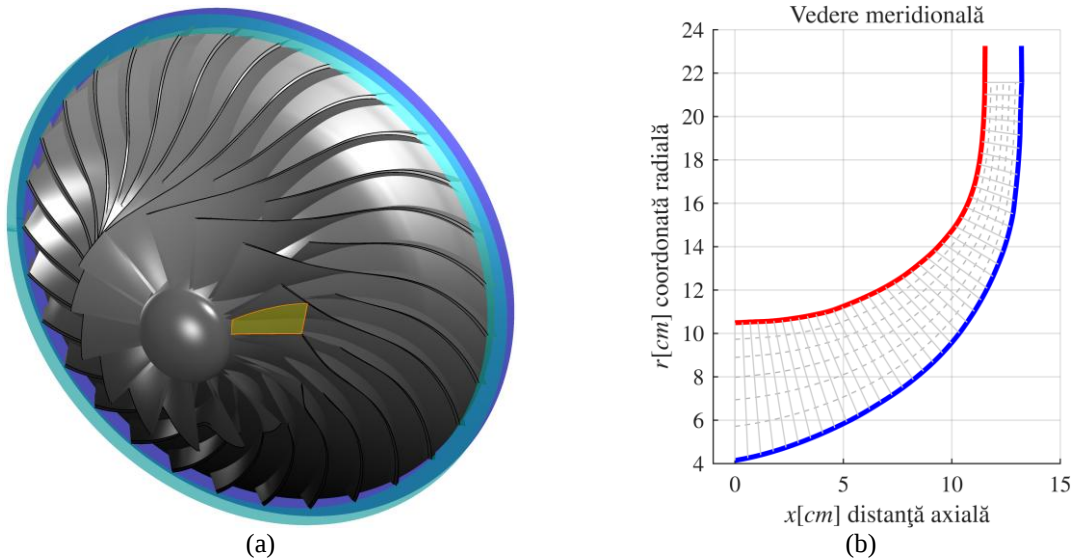


Fig. 8, Compresorul CC3 NASA (rotor și stator nepaletat, a) și vederea meridională (b)

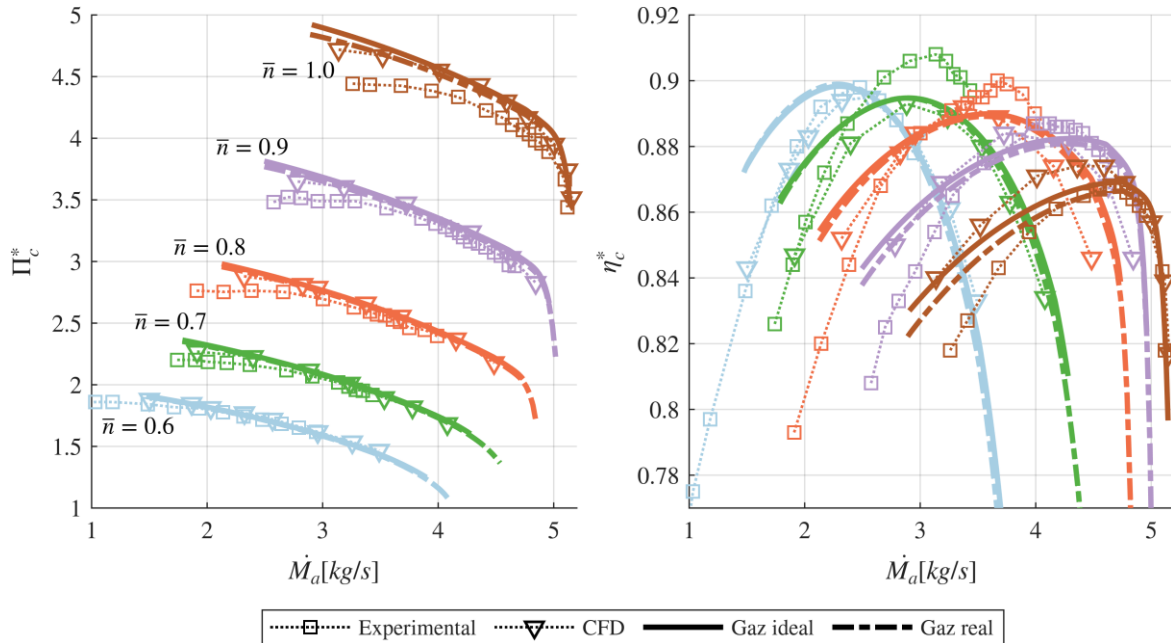


Fig. 9, Raportul de comprimare (rotor și stator nepaletat) CC3 NASA (stânga) și randamentul izentropic (dreapta). Comparație între experiment, CFD, algoritmul Aungier cu gaz ideal și algoritmul Aungier cu gaz real

Rezultatele algoritmului indică o concordanță foarte bună cu datele CFD, atât ca raport de presiune, cât și ca randament. Deși intervalele de valori ale randamentului sunt

aproximativ aceleași cu cele din experiment, variația pe fiecare izoturație nu corespunde nici experimentului, ci modelului CFD. Spre deosebire de exemplul anterior, cea mai bună potrivire a randamentului cu datele experimentale este obținută la turația maximă, dar cu rezultatele CFD potrivirea este aproximativ constantă pe izoturații. În cazul gazului real, rezultatele la turațiile mari sunt mai apropiate de datele experimentale (atât raport de comprimare, cât și randament) decât rezultatele din dreptul gazului ideal. Asemănarea dintre cele două cazuri este mare, indicând un regim încă potrivit pentru ipoteza gazului ideal.

4.3 Rotorul Came B și difuzorul fără palete [18]

Geometria rotorului B și a difuzorului fără palete Came au fost reconstruite pe baza datelor și graficelor furnizate în [18], iar rezultatele sunt comparate cu rezultatele experimentale. Constanta din (6) a fost aleasă $a = 17$. Caracteristica (pentru gazul ideal) poate fi observată în Fig. 11.

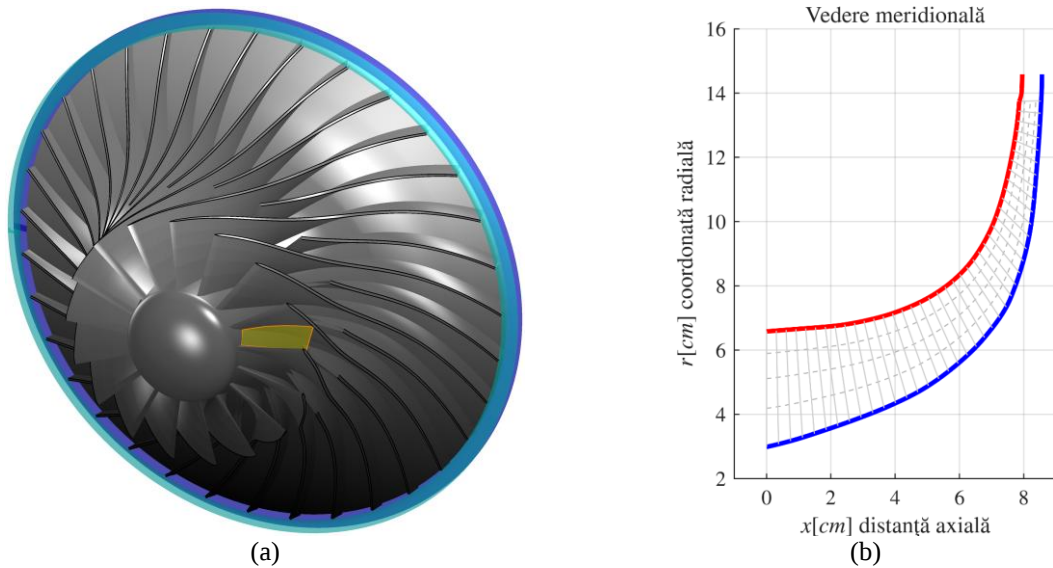


Fig. 10, Compresorul Came B (rotor și stator nepaletat, a) și vederea meridională (b)

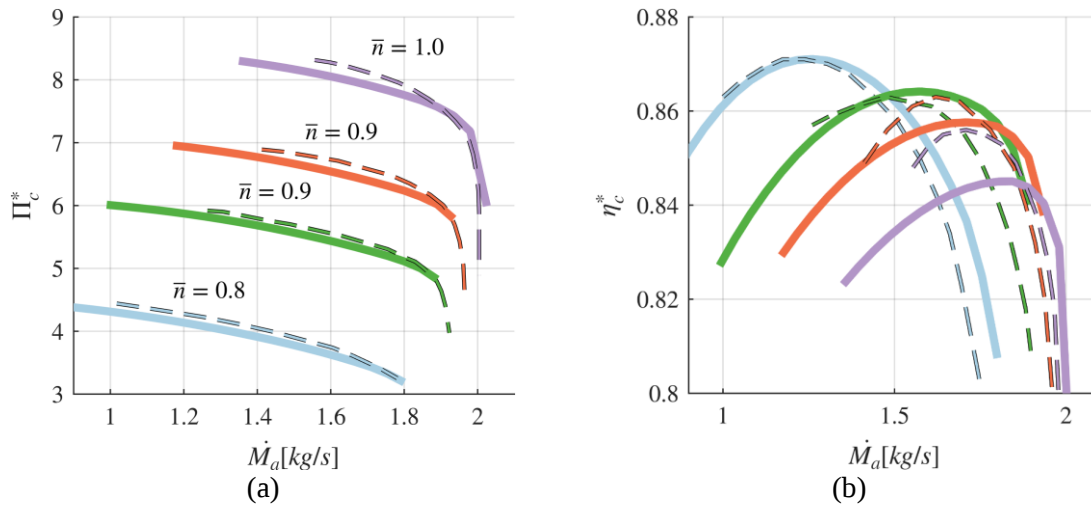


Fig. 11, Caracteristica compresorului (rotor și stator nepaletat) Came B (a) și randamentul izentropic (b), date obținute cu algoritmul Aungier în ipoteza gazului ideal (linii groase continue), și date experimentale (linii întrerupte)

Atât raportul de comprimare, cât și randamentul prezintă o bună concordanță cu datele experimentale. Similar cazurilor anterioare, blocajul este bine anticipat. Se observă, totuși, faptul că maximele randamentului izentropic în dreptul fiecărei izoturații sunt anticipate mai târziu decât rezultatele experimentale, tendința fiind de a subestima randamentul pe turațiile înalte. Ipoteza de lucru este cea a gazului ideal.

4.4 Treapta NASA CC3 (rotor, difuzor fără palete și difuzor cu palete) [12], [19]

Geometria întregii trepte NASA CC3 (Fig. 12) a fost, de asemenea, supusă calculului. Rezultatele pot fi vizualizate în Fig. 13.

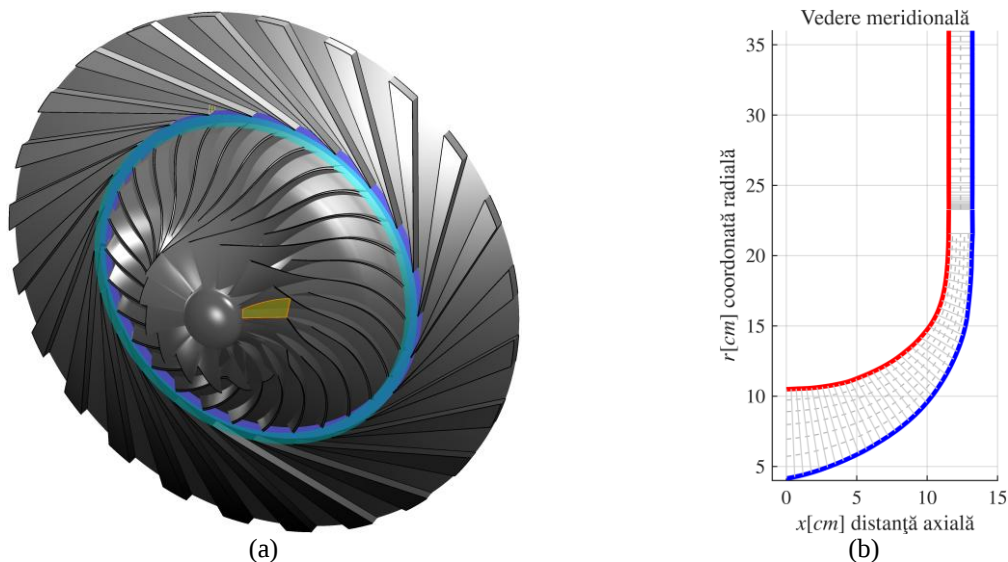


Fig. 12, Treapta de compresor NASA CC3 (a) și vederea meridională (b)

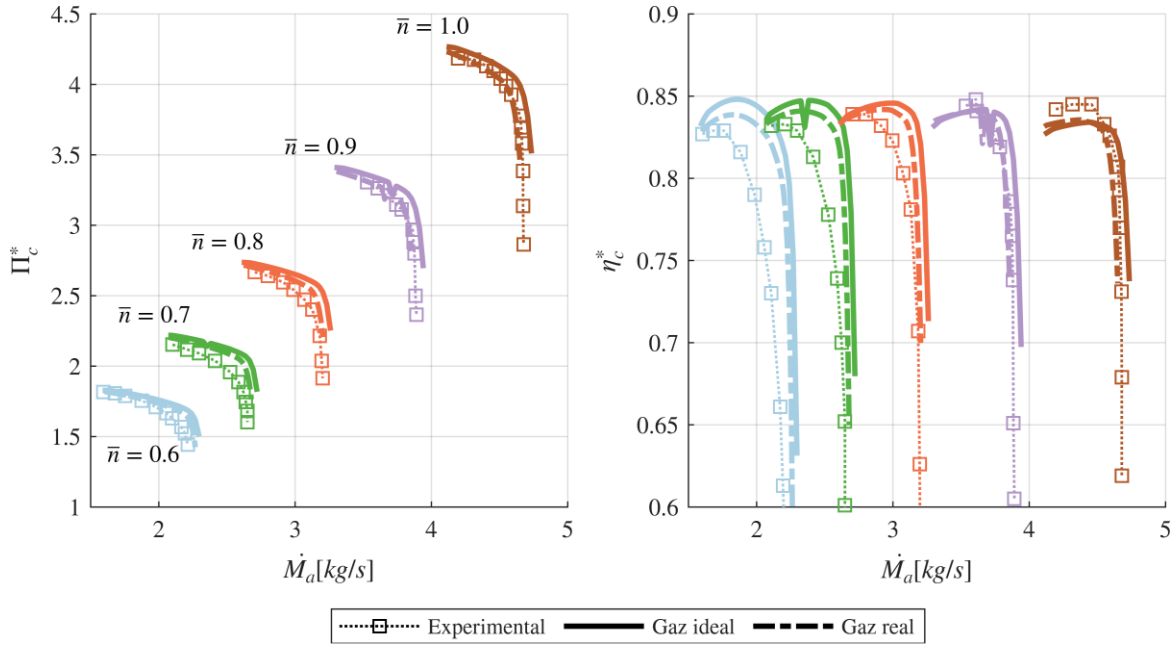


Fig. 13, Raportul de comprimare al treptei NASA CC3 (stânga) și randamentul izentropic (dreapta). Paletel difuzorului au fost reconstruite folosind datele furnizate grafic și în tabelele regăsite în documentul original al geometriei [12]. Rezultatele sunt comparate cu rezultatele experimentale și CFD din [19] – caracteristica de presiune și randamentul izentropic pentru întreaga treaptă a compresorului NASA CC3 din Fig. 13. Turația nominală este aceeași ca în cazul anterior, 21789 rpm.

Astfel, în cazul treptei complete, rezultatele oferă cea mai mare similitudine cu datele experimentale. În ceea ce privește raportul de comprimare (frânat), pompajul (*surge*) și blocajul (*choke*) difuzorului cu paletel sunt ambele anticipate corect, foarte aproape de datele experimentale, mai ales cele din ipoteza gazului real. Variația generală a raportului de comprimare pentru fiecare izoturație este în bună concordanță cu datele furnizate în [19]. Valorile pentru randament sunt apropiate de rezultatele originale pentru izoturațiile superioare, iar, pentru cele inferioare, apare o supraapreciere a randamentului.

5 Concluzii

Abordarea propusă în această lucrare are un caracter multidisciplinar, integrând concepte fundamentale de termodinamică avansată și dinamica gazelor cu tehnici de calcul numeric în implementarea și validarea unui cod empiric unidimensional, conceput de R. H. Aungier pentru predicția performanței compresoarelor centrifugale.

Metodologia software-ului se bazează pe analiza liniei de curent medii, necesitând o corelare a modelelor semi-empirice de pierderi de presiune bazate pe convergența debitului masic (la nivelul rotorului și statorului cu paletel) cu legile de conservare a masei, impulsului, momentului cinetic și entalpiei totale (la nivelul canalului nepaletat), soluționarea sistemului de ecuații fiind realizată prin metode iterative adaptate pentru grile de calcul unidimensionale.

Complexitatea parametrilor statici ai curgerii fluidului nu poate fi surprinsă pe deplin utilizând această metodă semi-empirică unidimensională, așa cum însuși autorul menționează imposibilitatea capturării fenomenelor stratului limită în rotor și cuplarea discontinuă a soluției de la ieșirea rotorului cu condiția de intrare în canalul fără paletel.

Codul a fost validat pe baza a trei geometrii distincte de compresoare disponibile public: rotorul Eckardt-B, rotorul NASA CC3 cu difuzor fără palete și cu palete, și treapta cu rotorul Came B. Analiza comparativă a condus la următoarele concluzii:

- Variația raportului de comprimare: Programul demonstrează un grad ridicat de precizie în prezicerea raportului de comprimare pentru toate geometriile testate. Anticiparea pompajului și a blocajului a fost deosebit de robustă, prezentând o bună concordanță cu datele experimentale atât pentru rotoarele Eckardt și Came, cât și pentru treapta completă NASA CC3.
- Variația randamentului: Calculul randamentului a prezentat o corelare în general destul de bună (mai ales pentru un algoritm semi-empiric) cu datele experimentale pentru toate cazurile (și mai ales pentru rotorul Eckardt-B). În cazul celor două configurații NASA CC3, a existat o supraapreciere a randamentului în cazul turațiilor mici care, însă, nu a afectat turațiile mari. În cazul geometriei Came B, precizia a fost mai bună la turațiile mici față de turațiile mari, unde a existat o subapreciere a randamentului.
- Validarea debitului prin etanșarea lamelară: Acest model pentru debitul de scurgere, reprezentând o contribuție proprie, folosit pentru a calibra modelul pierderii prin frecarea cu aerul dintre vârf și carcasă a rotorului, s-a dovedit a fi o aproximare bună, rezultând variații bune ale randamentului pe izoturații.
- Efortul de calcul: Abordarea semi-empirică s-a dovedit a fi o alternativă eficientă din punct de vedere computațional la simulările CFD 3D, generând caracteristici complete într-un timp mult mai restrâns, menținând în același timp o precizie de nivel ingineresc pentru iterațiile de proiectare preliminară și nu numai. Efortul computațional ridicat introdus de calculul iterativ al proprietăților de gaz real oferă un grad de precizie puțin mai bun decât cel al gazului ideal.

Planurile de viitor referitoare la această lucrare vizează, în primul rând, calibrarea modelelor de pierdere folosite în calculul performanțelor treptei de compresor centrifugal. Pentru a rafina acuratețea modelului termodinamic fără a sacrifica avantajul vitezei de execuție, un alt plan este implementarea variației căldurii specifice la presiune constantă în funcție de temperatură, formulată analitic ca $c_p = c_p(T)$, care să reducă din efortul computațional al accesării librăriilor CoolProp.

Anexa A

În această secțiune, este prezentat codul MATLAB pentru găsirea parametrilor statici ai unei curgeri printr-o secțiune cunoscută, dispunând de starea frânată, în ipoteza gazului real. Codul din Tabel 1 necesită instalarea modulului CoolProp [13] în Python [20] și wrapper-ul pentru MATLAB [14]. Din punct de vedere matematic, determinarea stării statice se realizează printr-o metodă a substituțiilor succesive. Este esențial de precizat că această formulare algoritmică converge doar în cazul unei curgeri subsonice.

Tabel 1, Fragmentul de cod pentru rezolvarea ecuației de continuitate în ipoteza gazului real

```
%% Solver ecuatie debit gaz real pentru p1f [Pa], T1f [K], A1 [m^2] si debit
% cunoscute
Fluid = 'Air'; % Sau orice alt fluid CoolProp

% 1. Evaluarea stării frânate
h1f = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',p1f,'T',T1f,Fluid); % J/kg
s1f = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p1f,'T',T1f,Fluid); % J/(kg*K)
```

```

% 2. Inițializarea algoritmului
h1 = h1f * 0.9; % Guess inițial
omega = 0.6; % Factor de sub-relaxare pentru stabilitate
tol = 1e-5; % Eroarea relativă impusă

convergenta = false;

% 3. Bucla de convergență
for iter = 1:200
    % Densitatea reală (transformare izentropă)
    rho1 = py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','S',s1f,'H',h1,Fluid);

    % Ecuația continuității
    C1 = debit / (A1 * rho1);

    % Ecuația entalpiei totale
    h1_nou = h1f - (C1^2) / 2;

    % Criteriul de oprire
    if abs(h1_nou - h1) / abs(h1) < tol
        convergenta = true;
        break;
    end

    % Actualizarea soluției cu sub-relaxare
    h1 = omega * h1_nou + (1 - omega) * h1;
end

```

Pentru a optimiza eficiența de calcul a algoritmului de evaluare a stării statice și a preveni divergența la regimuri de funcționare îndepărtate de punctul de proiectare, a fost realizat un studiu de sensibilitate a convergenței. Rezultatele sunt sintetizate în Fig. 14, care prezintă o figură contur a numărului de iterații necesare atingerii toleranței impuse (10^{-5}), în funcție de debitul masic și fracția de entalpie din cea totală utilizată ca valoare de inițializare. La debite masice reduse, unde viteza curgerii tinde spre zero, valoarea statică a entalpiei este aproape egală cu entalpia frânată, determinând un optim de inițializare în proximitatea valorii de 0.99. Odată cu creșterea debitului și apropierea de limita de blocaj (curgere critică), căderea de presiune și temperatură se accentuează, forțând deplasarea traseului optim către valori inferioare, astfel că o valoare optimă de inițializare, indiferent de regimul subsonic, este 0.96.

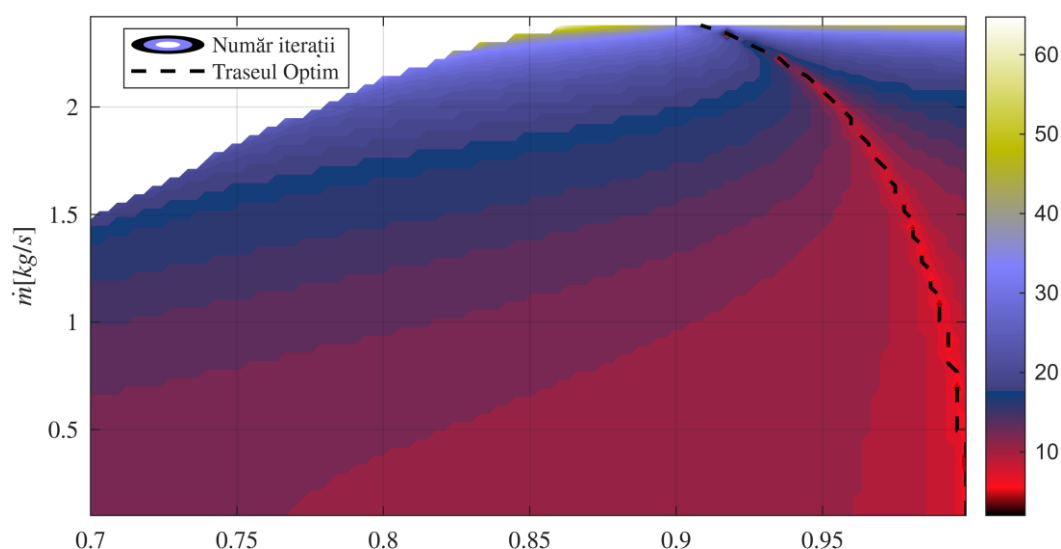


Fig. 14, Variația numărului de iterații în funcție de valoarea inițială estimată și debitul masic, evidențiind traseul optim de convergență pentru solver-ul de gaz real

Resurse

Toate figurile incluse în această lucrare au fost generate cu MATLAB R2025b [14], folosind culori și proprietăți de trasare (*plot*) personalizate în MATLAB [21], [22]. Utilizarea MATLAB R2025b a fost posibilă prin intermediul licenței academice oferite de Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București.

Nomenclator

Exponenți / indici	Semnificație
*	Parametru de stare frânată
1	Admisie rotor
2	Refulare rotor
3	Ieșire din difuzorul nepaletat
4	Ieșire din difuzorul paletat
id	Ideal (stare)
is	Izentropic
L	Scurgere (din eng. <i>leakage</i>)
m	Meridional (direcția curgerii)
par	Parazitic (exterior)
th	Secțiunea minimă (din eng. <i>throat</i>)
W	Parametru al stării totale relative

Notatie	Definiție / semnificație	Unitate de măsură
β	Unghiul paletelor cu direcția tangențială	rad
η_c^*	Randament izentropic	-
Π_c^*	Raport de comprimare	-
π	Raportul dintre circumferința și diametrul cercului	-
ρ	Densitate	kg/m ³
$\bar{\omega}$	Coeficientul pierderii de presiune	-

A	Arie	mm^2
C	Viteză absolută	m/s
c_p, c_v	Călduri specifice la presiune / volum constant	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
h	Entalpie specifică masică	J/kg
I	Coeficientul lucrului mecanic total	-
I_B	Coeficientul lucrului mecanic transmis de palete fluidului pentru a-l comprima	-
k	Exponent adiabatic	-
$\dot{m}$	Debit masic	kg/s
n	Turație	rpm
p	Presiune	Pa
R	Constanta specifică a gazului	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
s	Entropie specifică masică	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
t_b	Grosime normală paletă (la suprafața ei medie)	m
U	Viteză de transport	m/s
W	Viteză relativă	m/s
Z	Factor de compresibilitate	-
Z_{FB}	Număr palete principale rotor (fără splitter)	-

Bibliografie

- [1] O. Dumitrescu, S. Strătilă, și V. Drăgan, „Design Methods and Practices for Centrifugal Compressor Diffusers: A Review”, *Machines*, vol. 13, nr. 11, p. 990, oct. 2025, doi: 10.3390/machines13110990.
- [2] R. H. Aungier, *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*. New York, N.Y: The American Society of Mechanical Engineers, 2000. doi: 10.1115/1.800938.
- [3] M. R. Galvas, „FORTRAN Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors”, National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, Technical Note TN D-7487, nov. 1973.
- [4] H. W. Oh, E. S. Yoon, și M. K. Chung, „An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, vol. 211, nr. 4, pp. 331-338, 1997, doi: 10.1243/0957650971537231.
- [5] R. H. Aungier, „Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors”, *J. Turbomach.*, vol. 117, nr. 3, pp. 360-366, iul. 1995, doi: 10.1115/1.2835669.
- [6] R. H. Aungier, „A performance analysis for the vaneless components of centrifugal compressors”, în *Flows in Non-Rotating Turbomachinery Components, FED-Vol. 69*, American Society of Mechanical Engineers, 1988, pp. 35-43.
- [7] E. Klausner și U. Gampe, „Evaluation and Enhancement of a One-Dimensional Performance Analysis Method for Centrifugal Compressors”, în *Volume 2D: Turbomachinery*, Düsseldorf, Germany: American Society of Mechanical Engineers, iun. 2014, p. V02DT42A005. doi: 10.1115/GT2014-25141.
- [8] S. S. Solaesa, „Analytical Prediction of Turbocharger Compressor Performance: A Comparison of Loss Models with Numerical Data”, Master's Thesis, Universidad Politécnica de Madrid, 2016. [Online]. Disponibil la: <https://oa.upm.es/44651/>
- [9] D. Eckardt, „Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers. I - Flow measurements using a laser velocimeter”, în *Performance*

- Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ian. 1979, pp. 77-86. [Online]. Disponibil la: <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1979ppcp.proc...77E>
- [10] D. Japikse, „A Critical Evaluation of Three Centrifugal Compressors With Pedigree Data Sets: Part 5—Studies in Component Performance”, *J. Turbomach.*, vol. 109, nr. 1, pp. 1-9, ian. 1987, doi: 10.1115/1.3262064.
- [11] J. W. Daily și R. E. Nece, „Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks”, *Journal of Basic Engineering*, vol. 82, pp. 217-230, 1960, doi: 10.1115/1.3662532.
- [12] T. F. McKain, *Coordinates for a High Performance 4:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor*. în NASA contractor report. National Aeronautics and Space Administration, 1997. [Online]. Disponibil la: <https://books.google.ro/books?id=QRZGAQAAMAAJ>
- [13] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, și V. Lemort, „Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp”, *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, nr. 6, pp. 2498-2508, feb. 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [14] The MathWorks Inc., *MATLAB version 25.2 (R2025b)*. (2025). Natick, Massachusetts, USA. [Online]. Disponibil la: <https://www.mathworks.com>
- [15] E. W. Lemmon, R. T. Jacobsen, S. G. Penoncello, și D. G. Friend, „Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa”, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, vol. 29, nr. 3, pp. 331-385, mai 2000, doi: 10.1063/1.1285884.
- [16] A. El-Banbi, A. Alzahabi, și A. El-Maraghi, „Dry Gases”, în *PVT Property Correlations*, Elsevier, 2018, pp. 29-63. doi: 10.1016/B978-0-12-812572-4.00003-5.
- [17] G. Medic și others, „High Efficiency Centrifugal Compressor for Rotorcraft Applications”, National Aeronautics and Space Administration, NASA/CR-2014-218114/REV1, oct. 2017. [Online]. Disponibil la: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20180001471>
- [18] P. M. Came, „The Development, Application and Experimental Evaluation of a Design Procedure for Centrifugal Compressors”, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 192, nr. 1, pp. 49-67, iun. 1978, doi: 10.1243/PIME_PROC_1978_192_007_02.
- [19] G. J. Skoch, P. S. Prahst, M. P. Wernet, J. R. Wood, și A. J. Strazisar, „Laser Anemometer Measurements of the Flow Field in a 4:1 Pressure Ratio Centrifugal Impeller”, National Aeronautics and Space Administration, Technical Memorandum NASA-TM-107541, aug. 1997. [Online]. Disponibil la: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19970035037>
- [20] Python Software Foundation, „Python Programming Language”. 2025. [Online]. Disponibil la: <https://www.python.org/>
- [21] Z. Liu, „200 colormap”. [Online]. Disponibil la: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/120088-200-colormap>
- [22] E. Abraham, „dashline”. [Online]. Disponibil la: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/1892-dashline>