



Universitatea Națională  
de Știință și Tehnologie  
POLITEHNICA BUCUREȘTI

Universitatea Națională de Știință  
și Tehnologie POLITEHNICA  
București

Școala Doctorală de Inginerie  
Energetică



REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT:

**Creșterea eficienței energetice a suflantelor centrifugale prin dezvoltarea unui sistem integrat de reglare continuă a debitului**

**Increasing the Energetic Efficiency of Centrifugal Blowers by Development of an Integrated Continuous Flow Control System**

Autor: CS. III ing. Teodor STĂNESCU

Comisia de doctorat:

Președinte	Prof.dr.ing. Radu PORUMB – UNST Politehnica București
<b>Conducător</b>	<b>Prof.em.dr.ing. Dan Nicolae ROBESCU</b> – UNST Politehnica București
Referent	CS. I. dr.ing. Gheorghe FETEA – INCDT COMOTI
Referent	Prof.dr.ing. Diana Maria BUCUR – UNST Politehnica București
Referent	Prof.dr.ing. Ilare BORDEAȘU – Universitatea Politehnica Timișoara

**București**

**2020 – 2024**

## **Cuprins**

Listă de notații.....	3
INTRODUCERE.....	4
CAPITOLUL 1 Stadiul actual al realizărilor tehnice și al cercetării în domeniul suflantelor .....	5
1.1. Dependența unghiului de așezare al paletelor SPR în funcție de unghiul paletelor SAR..	7
1.2. Reglarea debitului la suflantele centrifugale.....	9
CAPITOLUL 2 Proiectarea suflantelor centrifugale .....	10
CAPITOLUL 3 Modelarea și simularea funcționării suflantei centrifugale .....	11
3.1. Simularea numerică a curgerii prin rotor .....	11
3.1.1. Rezultate și discuții .....	12
3.2. Optimizarea rotorului centrifugal .....	13
3.2.1. Simularea numerică a curgerii prin rotorul îmbunătățit.....	14
3.3. Proiectarea statorului anterotoric (SAR).....	16
3.3.1. Simularea numerică a curgerii prin SAR și rotorul îmbunătățit.....	16
3.3.2. Rezultate: tabele și grafice .....	17
3.4. Proiectarea statorului postrotoric (SPR).....	23
3.4.1. Simularea numerică a curgerii prin SAR, rotor îmbunătățit și SPR .....	23
CAPITOLUL 4. Cercetări experimentale asupra suflantelor centrifugale .....	25
4.1. Instalația experimentală – Suflanta ESC 10.....	26
4.2. Rezultatele măsurărilor experimentale.....	27
4.3. Simularea numerică a curgerii prin Suflanta ESC 10 .....	28
4.4. Rezultatele simulărilor numerice prin Suflanta ESC 10 .....	30
CAPITOLUL 5. Mecanisme de reglare ale unghiurilor de așezare al paletelor de statoare.....	31
5.1. Mecanismul de acționare al statorului anterotoric .....	31
5.2. Mecanismul de reglare al statorului postrotoric.....	33
5.3. Mecanismul integrat de reglare al statorului anterotoric și postrotoric .....	34
5.4. Macheta de prezentare al principiului de funcționare al statoarelor care intră în componența turbosuflantelor.....	36
CAPITOLUL 6 Eficiența energetică a suflantelor centrifugale utilizate în stațiile de epurare a apelor uzate.....	39
Concluzii Generale.....	40
Contribuții Originale .....	42
Perspectivă de Dezvoltare Ulterioară .....	43
Lista lucrărilor publicate .....	44
BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ.....	45

## Listă de notații

### Litere latine și grecești

$b$	Lățime canal	$SAR$	Stator anterotoric
$c$	Viteza absolută	$SPR$	Stator postrotoric
$c_m$	Viteza meridiană	$SST$	Shear Stress Transport
$c_u$	Componentă tangențială a vitezei	$t$	Temperatură exprimată în °C
$CFD$	Computational Fluid Dynamics	$T$	Temperatură exprimată în K
$D$	Diametru	$u$	Viteză de transport
$FDM$	Fused Deposition Modeling	$v$	Viteza absolută
$H$	Sarcină	$w$	Viteză relativă
$I$	Intensitatea curentului electric	$y$	Coordonata normală la perete
$k$	Energia cinetică turbulentă	$z$	Număr de pale
$L$	Lungime totală	$\alpha$	Unghi absolut al liniei de curent
$\dot{m}$	Debit masic	$\beta$	Unghi cinematic relativ
$n$	Turație	$\varepsilon$	Eroare
$p$	Presiune	$\eta$	Randament
$P$	Putere	$\pi_c$	Raportul presiunilor (ieșire/intrare)
$Q$	Debit volumic	$\omega$	Viteză unghiulară; Rata de disipație specifică
$S$	Grosime paletă		

### Indici superiori

˘	La subdebite	˝	La supradebite
---	--------------	---	----------------

### Indici inferiori

0	Stare de referință; Intrare în rotor; Moment inițial	5	Ieșire din carcasa spirală; Secțiune de refulare
1	Stare inițială; Intrare în paletajul rotor	$CS$	Cuple sferice
2	Ieșire din rotor; Stare finală	$d$	Dinamic
3	Intrare în SPR	$g$	Gazodinamic
4	Ieșire din SPR; Intrare în carcasa spirală	$m_{H_2O}$	Exprimat în metri coloană de apă
		$s$	Static
		$t$	Total

### Convenții

- $\text{bara}$  presiunea absolută exprimată în bar (față de  $p = 0$ );
- $\text{barg}$  presiunea relativă (diferența dintre presiunea absolută și presiunea de referință) exprimată în bar.

Cuvinte cheie: eficiența energetică, turbomașini, stator anterotoric, stator postrotoric, analiză CFD, suflantă centrifugală.

## **INTRODUCERE**

Primele modele de suflante centrifugale au fost gândite și realizate la scară industrială la începutul secolului al XX-lea. Aceste mașini asigură o presiune constantă la flanșa de refulare și se diferențiază de cele volumetrice prin faptul că energia de presiune a gazului este obținută prin conversia energiei mecanice primite de la motor în energie cinetică (prin intermediul rotorului centrifugal), aceasta fiind mai departe transformată aproape în totalitate, prin intermediul statorului și a carcasei spirale, în energie de presiune. De multe ori, aspirația suflantelor centrifugale se face de la presiunea atmosferică, iar factorii care pot conduce la modificarea parametrilor de funcționare (debit sau presiune) au legătură cu: dimensiunile sau forma componentelor aerodinamice, turația de lucru a rotorului centrifugal, temperatura de aspirație a gazului, pierderile de presiune existente în interiorul turbomașinii etc. Micșorarea tuturor pierderilor existente în interiorul suflantelor conduce întotdeauna la mărirea randamentelor de funcționare.

În principal, odată cu introducerea la scară largă a programelor de simulare numerică, care au la bază ecuațiile de curgere Navier-Stokes, majoritatea studiilor de specialitate au avut în vedere optimizarea la maximum a componentelor aerodinamice utilizate în construcția suflantelor și a compresoarelor centrifugale (stator, rotor, carcasă spirală etc.) la punctele nominale de funcționare. În practică, din cauza parametrului de lucru debit, care trebuie modificat în anumite aplicații, randamentul mașinilor scade drastic în permanență, iar una dintre soluțiile care permit menținerea acestor randamente la cele mai înalte valori este de a găsi o metodă eficientă de reglare a debitului, fără a modifica în vreun fel valoarea presiunii de refulare. Pe de o parte, dacă valoarea presiunii scade, de cele mai multe ori noua valoare va fi incompatibilă cu aplicația în care funcționează turbomașina, iar pe de altă parte, dacă valoarea presiunii de refulare crește, puterea totală de comprimare crește și ea, ceea ce va conduce la un randament mult mai scăzut al întregii aplicații.

În cadrul aplicațiilor de comprimare ale aerului, suflantele centrifugale vor fi mereu prezente, în special în aplicațiile care ajută la epurarea apelor uzate. În stațiile de epurare, unitățile de comprimare ale aerului trebuie să funcționeze fără oprire timp de mai mulți ani la rând, singurele opriri acceptate fiind cele controlate, în scopul mentenanței preventive, care de regulă se execută rapid, în decursul a câtorva ore. Având în vedere că în stațiile de epurare debitul de apă uzată care intră în procesele de epurare variază de la un minut la altul, mașinile care furnizează aer comprimat în bazine trebuie să asigure livrarea unei cantități variabile de aer la randamente cât mai ridicate, păstrând totodată presiunea de lucru constantă.

Principalele obiective ale următoarei teze au avut la bază următoarele puncte și cerințe:

- înlocuirea suflantelor centrifugale vechi, utilizate în stațiile de epurare prin conceperea și proiectarea unora noi, care să aducă randamente mai mari în majoritatea punctelor de funcționare stabilă;
- lărgirea domeniului de funcționare a suflantelor clasice prin utilizarea paletelor de statoare anterotorice și postrotorice mobile;
- crearea unui memoriu de calcul care ajută la predimensionarea, calcularea și proiectarea suflantelor centrifugale;
- găsirea unei legi de corelare între cele două statoare (anterotoric și postrotoric), astfel încât la modificarea debitului, presiunea de lucru să rămână constantă, fără să fie modificată turația de lucru și, de asemenea, să păstreze în același timp randamentele de funcționare la cele mai ridicate niveluri;
- proiectarea unor sisteme mecanice de control ale unghiurilor de așezare ale paletelor celor două statoare, respectiv un sistem de control independent în care acționarea statoarelor se realizează separat, cât și un sistem integrat în care se utilizează un singur actuator pentru acționarea atât a paletelor de stator anterotoric, cât și a paletelor de stator postrotoric.
- proiectarea și realizarea unei machete la scară a unei turbosuflante pentru a confirma că noile metode de fabricare a componentelor, și anume fabricarea aditivă (utilizând imprimantele 3D de tipul FDM), au utilitate, iar cu ajutorul acestora se pot genera machete și prototipuri ale diferitelor obiecte, care ajută atât la vizualizarea componentelor în ansamblu și detaliu, cât și la validarea sistemelor mecanice proiectate.

## **CAPITOLUL 1 Stadiul actual al realizărilor tehnice și al cercetării în domeniul suflantelor**

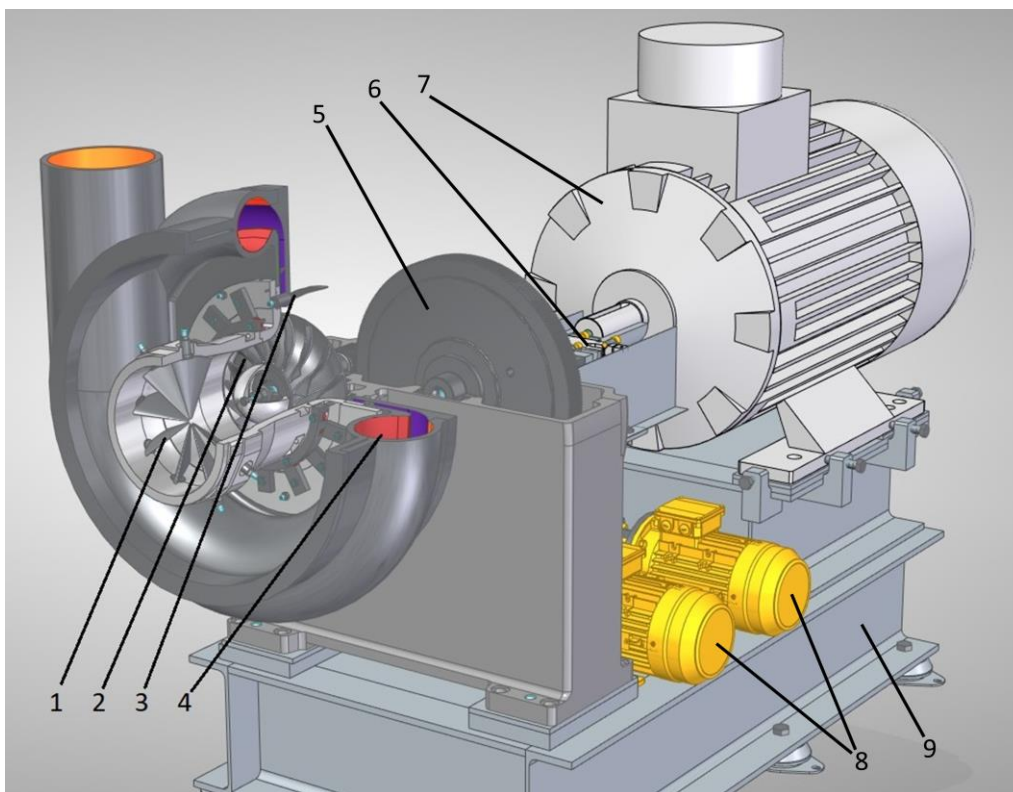
Suflantele centrifugale sunt mașini pneumatice care asigură vehicularea și comprimarea gazelor, acestea fiind utilizate în diferite aplicații, printre care se pot enumera: epurarea apelor uzate, îndepărtarea prafului, aplicații de aerare a apelor etc.

Turbosuflantele centrifugale sunt alcătuite, în principal, din următoarele elemente constructive:

- **dispozitiv de admisie**, poziționat în amonte de rotor, care ajută la uniformizarea liniilor de curent a fluidului care intră în turbomașină;
- **stator anterotoric**, care are în componență palete profilate aerodinamic, montate echidistant pe un diametru stabilit, cu scopul de a regla debitul prin modificarea componentei tangențiale a vitezei la intrarea în rotor ( $c_{u1}$ ), efect generat prin modificarea unghiurilor de așezare ale paletelor de stator anterotoric;
- **rotor centrifugal**. Acesta primește energia mecanică de la motorul electric și o transformă în energie pneumatică (cinetică și de presiune) prin intermediul paletelor;

- **stator postrotoric**, alcătuit din palete profilate aerodinamic. Acesta are rolul de a transforma o parte din energia cinetică, rezultată la ieșirea din rotor, în energie de presiune, efect datorat în principal din deșurubarea curgerii gazului;
- **carcasă spirală**. Prin mărirea secțiunii de curgere se asigură captarea debitului de la periferia rotorului (astfel se obține o frânare a câmpului de viteze), iar prin aceasta se realizează transformarea energiei cinetice în energie de presiune.

Pe lângă componentele aerodinamice enumerate, suflantele centrifugale pot avea în componență și alte agregate, cum ar fi: multiplicator de turație, pompă de ulei (pentru instalația de ungere), cuplaje intermediare (exemplu: dintre motorul electric și multiplicatorul de turație), rezervor de ulei, panou de comandă și control. Figura 1.1 prezintă un tip de suflantă centrifugală obținută prin dispunerea tuturor elementelor prezentate.



*Fig. 1.1 Ansamblu suflantă centrifugală, în care: 1 – stator anterotoric; 2 – rotor centrifugal; 3 – stator postrotoric; 4 – carcasă spirală; 5 – roata dințată a multiplicatorului de turație; 6 – cuplaj intermediar; 7 – motor electric principal; 8 – motoarele pompelor de ulei; 9 – batii [imagine generată de autor]*

Capitolul actual prezintă o sintetizare a celor mai importante articole și lucrări științifice din domeniul compresoarelor și a suflantelor centrifugale. Această parte a lucrării aduce o perspectivă complexă asupra componentelor aerodinamice și prezintă modalitățile de creștere a randamentelor de funcționare ale turbomașinilor.

### 1.1. Dependența unghiului de așezare al paletelor SPR în funcție de unghiul paletelor SAR

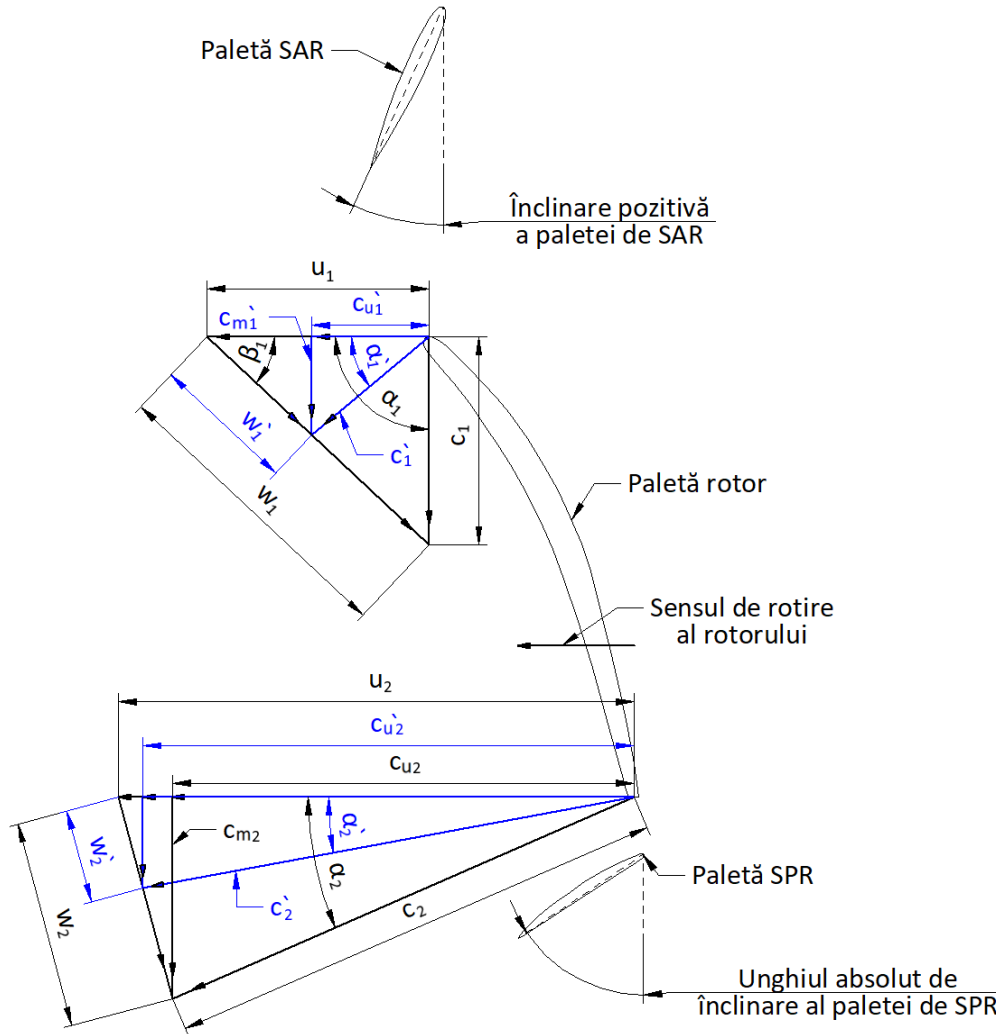


Fig. 1.2  
Triunghiurile de viteze la intrarea și ieșirea din rotor pentru debite mai mici decât cel de referință [imagine autor]

În figurile 1.2 și 1.3 sunt prezentate triunghiurile de viteze la intrarea și ieșirea fluidului în și din rotor în vederea desfășurată a secțiunii prin raza medie. Cazul nominal de funcționare este reprezentat prin culoarea neagră, cazul debitelor mai mici decât cel nominal este reprezentat prin culoarea albastră, iar cazul debitelor mai mari decât cel nominal este reprezentat prin culoarea portocalie.

La debite mai mici decât cel de referință, viteza absolută  $c$  va scădea și va lua valoarea  $c'$ . În curgere va apărea o prerotație a fluidului în sensul de rotire al rotorului dată de viteza tangențială  $c_u'$ . Astfel, în funcționare vor apărea desprinderi pe intradosul profilului aerodinamic. Pentru a elimina efectul de desprindere creat din diferența de unghi dintre unghiul  $\beta_1$  al rotorului și unghiul  $\beta_1'$  al curgerii, unghiul paletelor de SAR trebuie modificat astfel încât cele două unghiuri  $\beta_1$  să reobțină aceeași valoare. Unghiul absolut de înclinare al paletelor de SPR se referă la unghiul de poziționare pe care îl poartă profilul aerodinamic față de planul radial.

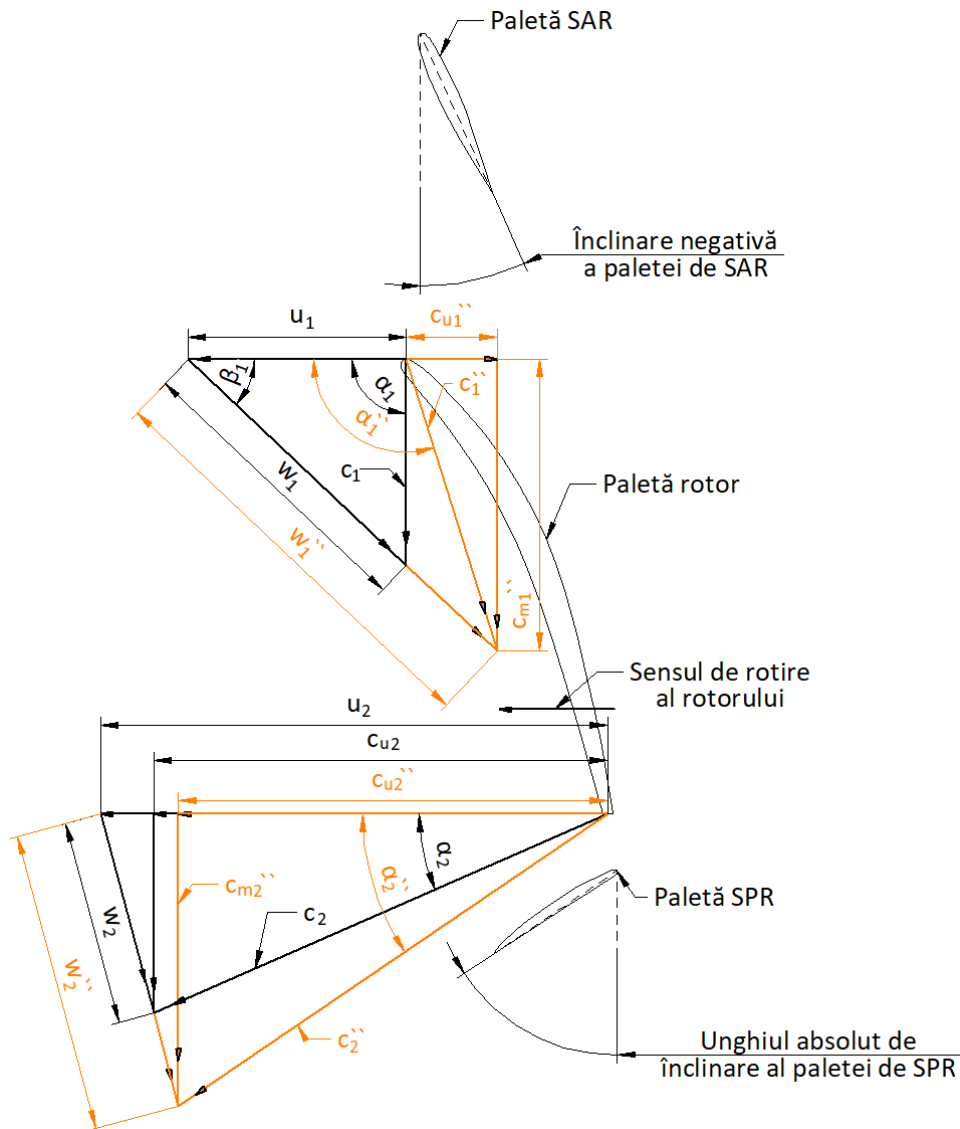


Fig. 1.3  
Triunghiurile de viteze la intrarea și ieșirea din rotor pentru debite mai mari decât cel de referință [imagine autor]

La debite mai mari decât debitul de referință, viteza absolută  $c$  va crește și va lua valoarea  $c''$ . În curgere va apărea o prerotație a fluidului contrar sensului de rotire al rotorului dată de componenta tangențială a vitezei  $c_u''$ . Identic cazului prezentat mai sus, pentru a elimina efectul produs de apariția acestei componente a vitezei (eliminarea efectului de prerotare a fluidului), unghiul paletelor SAR trebuie schimbat până la egalizarea termenului  $\beta_1''$  geometric cu  $\beta_1$  al curgerii. Sumar, incidențele pozitive ale SAR sunt favorabile în regimurile cu debite și presiuni mai mici decât cele nominale, iar incidențele negative ale SAR sunt favorabile în regimurile cu debite și presiuni mai mari decât cele nominale. La ieșirea din rotor, în punctul nominal, unghiul de înclinare al paletelor de SPR va fi întotdeauna coincident cu unghiul sub care fluidul iese din rotor, adică unghiul  $\alpha_2$ , atâta timp cât distanța radială dintre rotor și stator este mică. În consecință, la debite mai mari sau mai mici paletele se vor înclina după direcția curgerii, adică pe direcția unghiului  $\alpha_3$  de la intrarea în paletajul statorului postrotoric.



## 1.2. Reglarea debitului la suflantele centrifugale

Una dintre cele mai comune aplicații ale suflantelor centrifugale este aceea de injectare a aerului în bazinele stațiilor de epurare a apelor uzate, pentru a menține în viață bacteriile care realizează o parte din procesele de epurare.

Turbomașinile destinate acestor aplicații se proiectează astfel încât la refulare să poată asigura întotdeauna presiunea statică existentă datorată adâncimii bazinului, la care se mai adună pierderile de sarcină care apar de-a lungul traseului de conducte.

În stațiile de epurare, principalul factor care dictează debitul de aer necesar este concentrația de oxigen din apa uzată. Acesta este cel mai important parametru, deoarece injectia de aer se face pentru a menține în viață bacteriile existente.

Dacă nivelul de oxigen scade sub cel ideal, bacteriile încep să moară, fapt care conduce la compromiterea procesului de epurare, iar dacă în bazine este pompat un debit mai mare de aer, nivelul de oxigen ajunge să se plafoneze la un anumit nivel de concentrație, fapt care conduce la consum inutil de energie, deci eficiența energetică a întregii stații de epurare scade radical.

Cunoscând importanța menținerii unui nivel optim de oxigen din apă, G. Burger ș.a. [5] au expus grafic (figura 1.4) variația debitului de aer injectat în bazinele de aerare prezente în stația de epurare analizată, pe o perioada de aproximativ 6 luni.

Un grafic asemănător, cu cel prezentat anterior, a fost realizat de T. Jenkins [8], doar că în acesta este prezentată variația debitului pentru un singur bazin de aerare pe o perioada de o singură zi (figura 1.5). Astfel, se poate observa evoluția debitului de aer injectat în decursul unei zile întregi.

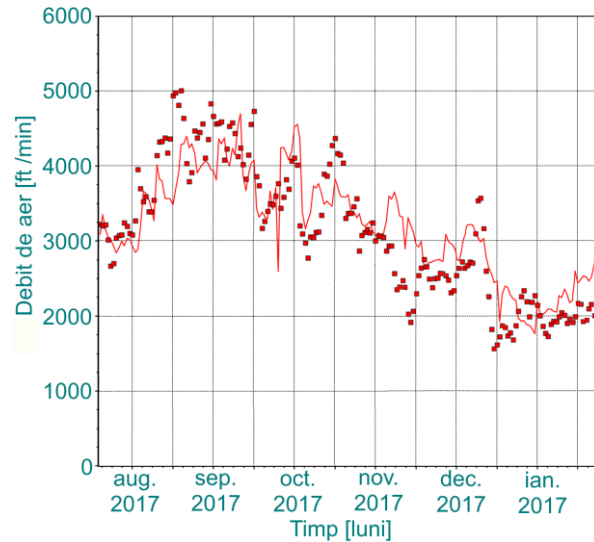


Fig. 1.4 Variația debitului injectat în bazinele de aerare pe o perioadă de 6 luni, reproducus după [5]

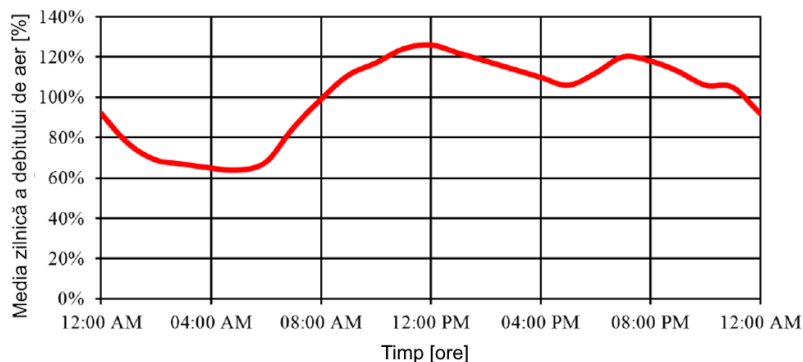


Fig. 1.5 Variația debitului injectat în bazinele de aerare într-o zi, reproducus după [8]

În tehnică, cele mai utilizate metode de modificare a debitului la suflantele centrifugale sunt următoarele [6], [10]:

- micșorarea secțiunii de curgere, cu ajutorul unei vane flutur sau a unei clapete;
- recircularea fluxului de aer, pentru reducerea debitului de aer care intră în bazine;
- schimbarea turației de lucru;
- utilizarea geometriilor variabile (cu ajutorul SAR și SPR).

## CAPITOLUL 2 Proiectarea suflantelor centrifugale

Capitolul actual prezintă o metodică de calcul, dezvoltată prin aplicarea triunghiurilor de viteze de la intrarea și ieșirea din rotor (figura 2.1), care ajută la predimensionarea sau chiar dimensionarea componentelor aerodinamice principale ale turbosuflantelor. Pentru o înțelegere mult mai ușoară a formulelor utilizate, capitolul prezintă un exemplu de dimensionare pentru o suflantă care are următorii parametri de funcționare: Grad de comprimare: 0,6 ( $\pi_c = 1,6$ ); Debit nominal: 3500 m<sup>3</sup>/h; Fluid de lucru: aer; Presiune de aspirație: 101 325 Pa; Temperatura de aspirație: 20 °C.

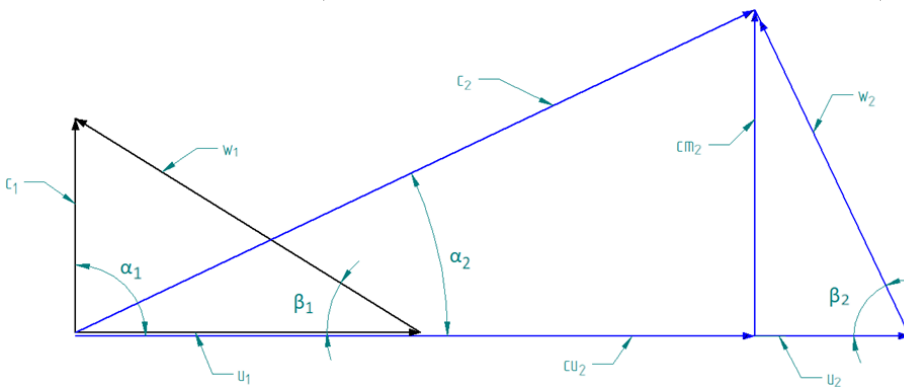


Fig. 2.1  
Triunghiurile de viteze la intrarea (sufix „1”) și la ieșirea (sufix „2”) din rotor  
[imagine autor]

Principalele rezultate obținute prin aplicarea formulelor prezentate în acest capitol sunt trecute sub formă tabelară astfel (Tabelul 2.1):

*Tabel 2.1 Datele obținute pentru rotor*

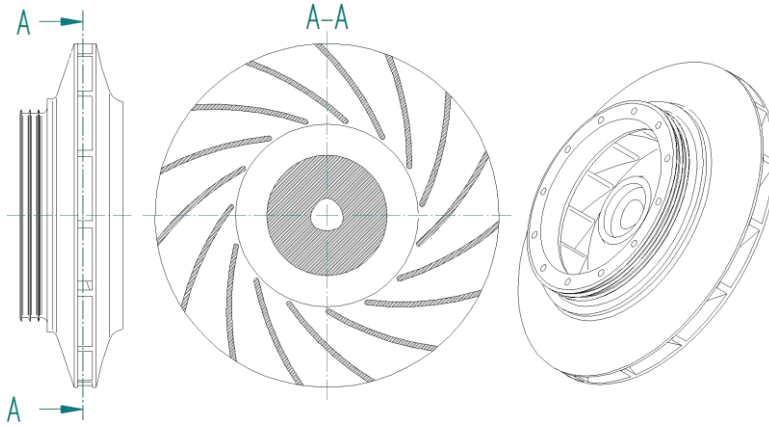
Notăție	Valoare	U.M.	Notăție	Valoare	U.M.	Notăție	Valoare	U.M.
$Q$	3500	$Nm^3/h$	$\Delta p_{mH_2O}$	6,216	$m$	$\dot{m}$	1,172	$kg/s$
$D_0$	119,7	$mm$	$D_1$	128	$mm$	$D_2$	235,5	$mm$
$c_0$	90,044	$m/s$	$c_1$	94,546	$m/s$	$c_2$	226,427	$m/s$
$c_{m0}$	90,044	$m/s$	$c_{m1}$	94,546	$m/s$	$c_{m2}$	103,055	$m/s$
$P_g$	59,106	$kW$	$u_1$	163,587	$m/s$	$u_2$	300,844	$m/s$
$S_1$	3,5	$mm$	$w_1$	188,943	$m/s$	$w_2$	143,594	$m/s$
$S_2$	3,5	$mm$	$c_{u1}$	0	$m/s$	$c_{u2}$	201,362	$m/s$
$z$	15	$pale$	$\alpha_1$	90	$grade$	$\alpha_2$	27,214	$grade$
$T_{2s}$	319,944	$K$	$\beta_1$	30,03	$grade$	$\beta_2$	46,148	$grade$
$T_{2t}$	345,485	$K$	$b_1$	26,6	$mm$	$b_2$	10,6	$mm$
$p_{0s}$	96438	$Pa$	$p_{1s}$	95938	$Pa$	$p_{2s}$	132461	$Pa$
$p_{0d}$	4886,5	$Pa$	$p_{1d}$	5387,4	$Pa$	$p_{2d}$	40854	$Pa$
$p_{0t}$	101325	$Pa$	$p_{1t}$	101325	$Pa$	$p_{2t}$	173316	$Pa$

### **CAPITOLUL 3 Modelarea și simularea funcționării suflantei centrifugale**

Conform literaturii de specialitate, sistemele de proiectare asistată de calculator (în engleză CAD – Computer Aided Design) au fost create pentru a reprezenta obiectele tehnice reale în 3D, fapt care conduce la analiza în amănunt a acestora.

Inițierea unei simulări numerice de tip CFD se face prin crearea modelului 3D (pentru o curgere tridimensională) sau reprezentarea în plan a modelului 2D (pentru o curgere simplificată care reduce puterea de calcul necesară).

Principalele componente ale suflantei centrifugale, calculate în subcapitolul anterior, sunt rotorul (figura 3.1) și carcasa spirală. În urma calculului au rezultat dimensiunile de construcție a celor două componente aerodinamice.



*Fig. 3.1 Modelul 2D și 3D al rotorului [imagine generată de autor]*

#### **3.1. Simularea numerică a curgerii prin rotor**

Ordinea de lucru pentru simularea rotorului centrifugal în platforma WorkBench ANSYS a fost efectuată după cum urmează:

a) A fost împărțit domeniul de calcul în 3 subdomenii: Geometry (în care s-a creat canalul de curgere), TurboGrid (în care s-a generat grila de calcul) și CFX (în care s-au definit condițiile la limită, a rulat simularea propriu-zisă și s-au verificat rezultatele prin post-procesare).

b) Pentru reducerea puterii de calcul necesare efectuării calculului CFD, precum și a timpului de rulare, în analiză a fost introdus un singur canal de curgere (discretizarea a avut un număr mult mai mic de noduri și elemente).

c) în TurboGrid a fost realizată și optimizată grila de calcul (discretizarea). În urma setărilor impuse în program a rezultat o discretizare cu un număr de 417 240 noduri și 394 797 elemente. De asemenea, pentru obținerea de rezultate cu precizie ridicată, în zona stratului limită, grila de calcul a prezentat o densitate ridicată de noduri.

Setările și condițiile la limită utilizate în softul Ansys CFX au fost următoarele:

- studiul a fost realizat în regim staționar;
- modelul de turbulență ales: **k- $\omega$  SST**;
- materialul ales: aer cu proprietățile gazului ideal;
- turația rotorului: 24 400 rpm;

- valoarea presiunii de referință a fost aleasă zero pentru a obține valori absolute ale presiunilor în etapa de post-procesare a datelor;
- la intrarea în domeniu (în rotorul centrifugal), condiția la limită utilizată a fost de tip „inlet”, pentru care a fost aleasă valoarea presiunii totale absolute  $p_0 = 101325$  Pa și valoarea temperaturii totale  $t_0 = 20$  grade C;
- la ieșirea din domeniu (din rotorul centrifugal), condiția la limită folosită a fost de tip „outlet”, în care: s-a utilizat debitul masic raportat la numărul de canale rotorice

Condițiile de convergență pentru valorile rezidurilor rezultate în urma iterațiilor pentru cazurile rulate au fost alese la valoarea de  $1e-05$ . După finalizarea pasului de impunere a tuturor condițiilor la limită, a fost realizat următorul pas, și anume cel de rulare a calculului propriu-zis al ecuațiilor Navier-Stokes. Acesta a fost oprit în momentul în care s-a observat o repetabilitate a anumitor parametri de-a lungul mai multor iterații.

### 3.1.1. Rezultate și discuții

Înainte de analizarea propriu-zisă a rezultatelor simulării numerice, a fost necesară validarea cu atenție a rafinamentului grilei de calcul. Acest lucru s-a putut face printr-o analiză de sensibilitate, deci prin analizarea termenului  $y^+$  [4].

Valoarea optimă a acestui termen este dependentă de cazul de turbulență utilizat la setarea problemei. Conform datelor existente în literatura de specialitate, valoarea termenului  $y^+$  trebuie să fie sub 20 (pentru cazul de turbulență SST), astfel încât eroarea introdusă în calculul curgerii din apropierea pereților (stratul limită) să fie cât mai mică.

S-a observat că în apropierea paletelor, valoarea  $y^+$  a fost de maxim 1,25, iar în apropiere discului principal, valoarea maximă a fost de 1,47. Valoarea globală maximă a lui  $y^+$  a fost de 2,24. În conformitate cu rezultatele obținute și expuse, a fost validat rafinamentul grilei de calcul.

Datele obținute în urma simulării au fost trecute în tabelul următor (Tabelul 3.1), cu scopul de comparare a rezultatelor obținute pe cale analitică cu cele obținute prin analiza de tip CFD.

*Tabel 3.1. Compararea datelor calculate cu datele obținute în urma simulării CFD*

Nr.	Denumire	Notație	Valoare calculată	Valoare analiză CFD	Eroare [%]
1	Presiune statică la intrare în rotor	$p_{0s}$ [Pa]	96 438	95 162	1,34
2	Presiune statică la ieșire din rotor	$p_{2s}$ [Pa]	132 461	130 196	1,74
3	Presiune totală la intrare în rotor	$p_{0t}$ [Pa]	101 325	101 321	0,00
4	Presiune totală la ieșire din rotor	$p_{2t}$ [Pa]	173 316	175 762	1,39
5	Putere utilă	$P_g$ [kW]	59,106	60,660	2,56
6	Temperatură totală la intrare în rotor	$T_{0t}$ [K]	293,15	293,152	0,00
7	Temperatură totală la ieșire din rotor	$T_{2t}$ [K]	345,485	340,082	1,59
8	Temperatură statică la intrarea în rotor	$T_{0s}$ [K]	288,697	287,935	0,26
9	Temperatură statică la ieșire din rotor	$T_{2s}$ [K]	319,944	320,643	0,22

Eroarea procentuală prezentată în Tabelul 3.1 a fost calculată cu ajutorul formulei:

$$Eroare = \left| \frac{Valoare\ calculată \cdot 100}{Valoare\ analiză\ CFD} - 100 \right| \quad (3.1)$$

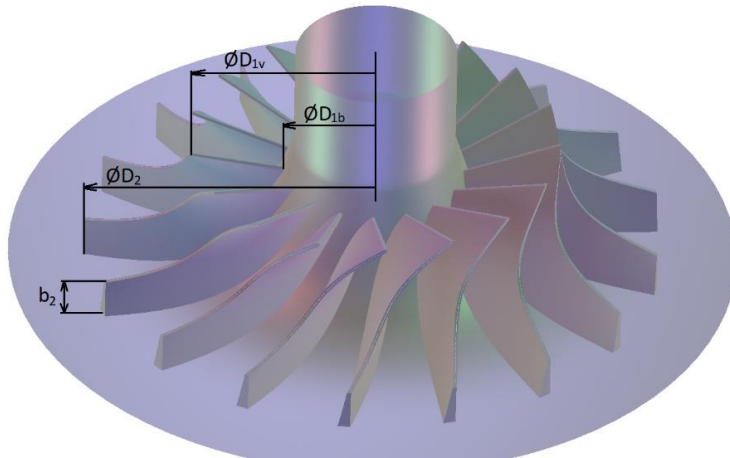
În urma analizei realizate anterior, s-a putut trage concluzia că memoriul de calcul prezentat în Capitolul 2 este corect (prin aplicarea metodei de calcul s-au obținut valori apropiate cu cele obținute în urma simulărilor numerice de tip CFD).

### 3.2. Optimizarea rotorului centrifugal

În urma antecalculului efectuat în *Capitolul 2*, au rezultat dimensiunile principale și de gabarit ale rotorului centrifugal. Pe baza acestor date, rotorul a fost în continuare optimizat în programul ANSYS CCD (Centrifugal Compressor Design [1]), în scopul creșterii randamentului total al suflantei centrifugale.

Datele introduse în programul de calcul ANSYS CCD au fost cele prezentate și calculate în *Capitolul 2* după cum urmează: Raportul presiunilor: 1,6; Debit masic: 1,172 kg/s; Turație: valoarea acesteia a fost scăzută la 22800 rpm și s-a păstrat de-a lungul tuturor simulărilor numerice prezentate în teză; Temperatură de aspirație: 293,15 K; Presiune de aspirație: 101 325 Pa; Diametru  $D_1$  la butuc: 60 mm; Fluid de lucru: aer; Joc dintre rotor și carcasă spirală: 0,5 mm; Diametru  $D_1$  la vârf : 138 mm; Număr de palete ( $z$ ): 15 palete; Unghi  $\beta_2$  : 30 grade.

Din motive de fezabilitate și rezistență, rotorul obținut din programul Vista CCD a fost ajustat în programul Ansys Bladegen [2]. În cadrul acestei operațiuni au fost ajustate grosimea și unghiurile paletei.



*Fig. 3.2 Rotorul optimizat, în care:  $D_{1b}$  - Diametrul la butuc la intrarea în rotor;  
 $D_{1v}$  - Diametrul la vârf la intrarea în rotor;  
 $D_2$  - Diametrul la ieșirea din rotor;  
 $b_2$  - Lățimea paletei la ieșirea din rotor  
[imagine generată de autor]*

Astfel rezultatele preliminare ale rotorului optimizat (figura 3.2) generate de ANSYS CCD au fost următoarele: Diametrul  $D_1$  butuc: 60 mm; Diametrul  $D_1$  vârf: 138 mm; Diametrul  $D_2$  : 218 mm; Puterea utilă: 59,4 kW; Presiunea statică la ieșirea din rotor: 136 500 Pa; Presiunea totală la ieșirea din rotor: 168 170 Pa; Numărul Mach maxim: 0,711; Temperatura aerului la ieșirea din rotor: 70,5 grade C.

### **3.2.1. Simularea numerică a curgerii prin rotorul îmbunătățit**

Subcapitolul actual a prezentat un studiu numeric de tip CFD asupra rotorului centrifugal optimizat, utilizând softul NUMECA Fine Turbo [3], în scopul confirmării datelor obținute mai sus. Pentru obținerea grilei de calcul necesară simulării numerice, geometria paletei, rezultată din programul ANSYS BladeGen, a fost exportată către programul NUMECA AutoGrid.

După introducerea în program a următorilor parametri: selectarea curbei de la baza și de la vârful rotorului, selectarea paletei, setarea jocului dintre carcasa spirală și rotor, rafinamentul discretizării etc., a rezultat grila de calcul structurată în totalitate (formată dintr-un singur canal de curgere) cu aproximativ 1,1 milioane de noduri.

În scopul verificării performanțelor rotorului și a trasării curbelor caracteristice la turație constantă, au fost efectuate simulări de curgere CFD cu următoarele condiții la limită:

- Simulările au fost efectuate în regim staționar;
- Modelul matematic bazat pe ecuațiile Navier-Stokes;
- Modelul de turbulență utilizat: SST;
- Presiunea de referință: 101 325 Pa;
- Temperatura de referință: 293 K;
- Fluidul de lucru: aer;
- Turație: 22 800 rpm;
- La intrarea în domeniu a fost impusă presiune absolută totală cu valoarea de 101325 Pa și temperatura absolută cu valoarea de 293 K;
- La ieșire din domeniu s-a utilizat debitul masic: inițial a fost folosit debitul nominal de 1,172 kg/s după care, pentru construcția curbei caracteristice, a fost schimbat între cele două limite, de pompaj și de blocaj.

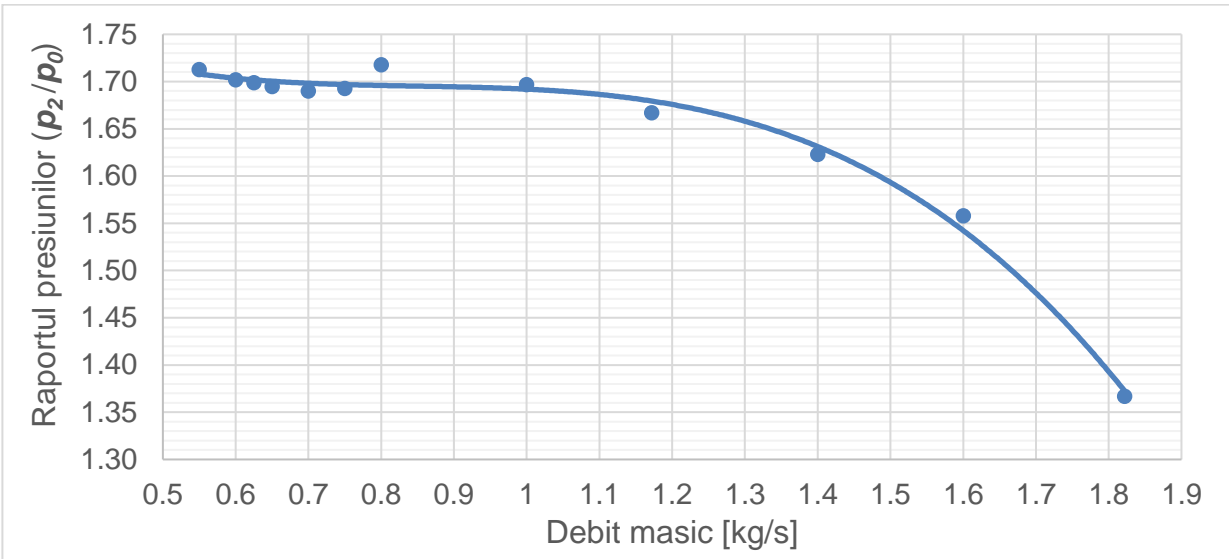
După completarea tuturor condițiilor la limită, a fost executat pasul de rulare al calculului iterativ al ecuațiilor Navier-Stokes aplicate cazului prezentat. Iterațiile au fost oprite în momentul în care a fost observată o repetabilitate a anumitor parametri (ecuația de continuitate, randamentul, creșterea de presiune etc.) de-a lungul a mai multor iterații.

Valoarea globală maximă a termenului  $y^*$  a rezultat 1,8, astfel fiind validat rafinamentul grilei de calcul.

S-a observat, prin analizarea rezultatelor, că rotorul a avut îmbunătățiri semnificative. Desprinderea care era prezentă în zona bordului de atac a rotorului inițial (Subcapitolul 3.1) nu mai exista, iar acum fluidul parcurge întreaga zonă a profilului aerodinamic fără desprinderi.

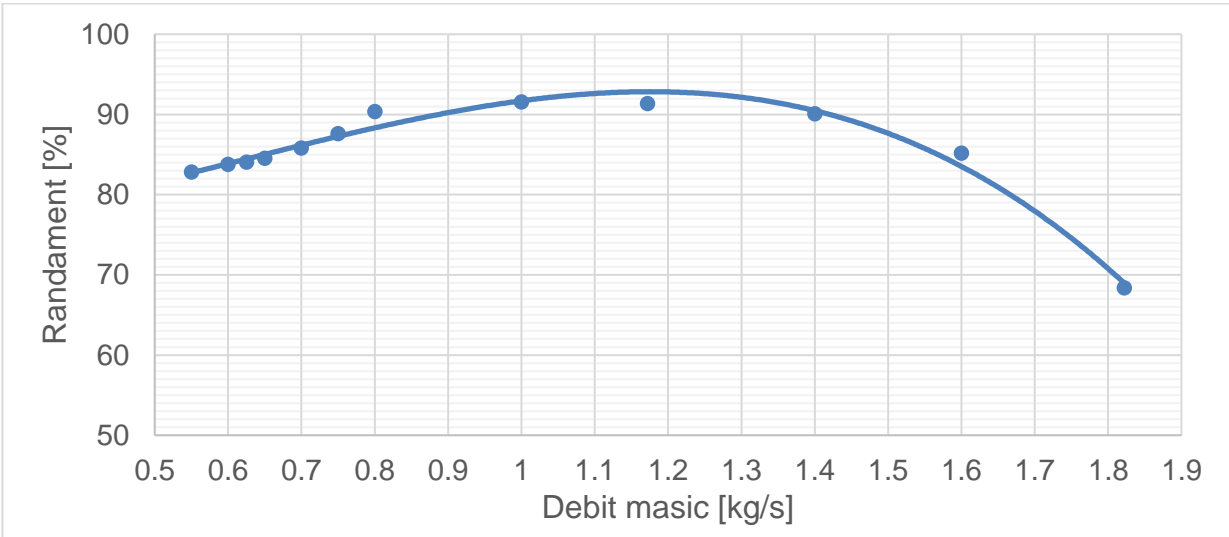
Cu ajutorul datelor extrase din simulările numerice, s-au putut construi curbele caracteristice la turație constantă (figurile 3.3 și 3.4) pentru rotorul centrifugal optimizat, generat cu ajutorul noilor programe de calcul. S-a observat că la frontierele funcționării în parametri normali se regăsesc cele două puncte, pompaj și blocaj, acestea fiind la debitul

de 0,700 kg/s (punct în care raportul presiunilor este de 1,690) și respectiv la debitul de: 1,822 kg/s (punct în care raportul presiunilor este de 1,367).



*Fig. 3.3 Curba caracteristică – Raportul presiunilor  $p_2 / p_0$  în funcție de debit – rezultate simulate – [imagine autor]*

Valoarea maximă a randamentului a fost de 91,56%, aceasta putând scădea chiar și cu 23% la periferia domeniului stabil de funcționare, în apropierea limitei de blocaj.



*Fig. 3.4 Curba caracteristică – Randament în funcție de debit – rezultate simulate – [imagine autor]*

În continuare, pentru a obține o suflantă centrifugală eficientă energetic la schimbarea debitului cu păstrarea presiunii constante, în amonte și aval de rotor au fost amplasate două tipuri de palete diferite. Paletetele poziționate în amonte au fost palete de stator anterotoric (palete SAR), iar cele poziționate în aval au fost palete de stator postrotoric (palete SPR).

### **3.3. Proiectarea statorului anterotoric (SAR)**

Statorul anterotoric (figura 3.5), denumit în continuare cu abrevierea SAR, este alcătuit din palete poziționate în amonte de rotor, dispuse pe direcție radială. Acesta are rolul de a direcționa fluxul de aer care intră în rotor.

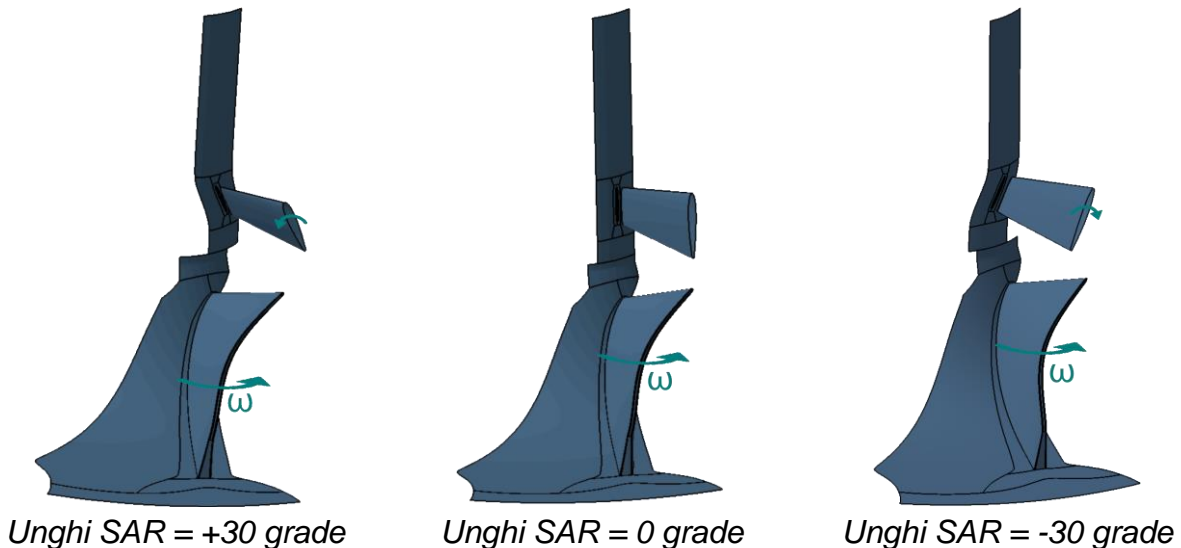
În cadrul acestui subcapitol s-a construit o paletă simetrică, cu un profil aerodinamic, pornind de la următoarele ipoteze: fezabilitate, execuție ieftină și precizie mărită în controlul piesei executate. Având în vedere toate recomandările din literatura de specialitate referitoare la forma, poziția și numărul de palete, geometria paletelor de SAR a fost definită cu ajutorul programului ANSYS BladeGen.

#### **3.3.1. Simularea numerică a curgerii prin SAR și rotorul îmbunătățit**

Pentru obținerea grilei de calcul utilizate în următoarele simulări numerice, geometria paletelor de SAR, precum și geometria rotorului, obținute cu ajutorul programului ANSYS BladeGen au fost exportate către programul NUMECA AutoGrid.

În scopul simulării numerice a ansamblului SAR + rotor pentru analiza influenței paletelor de stator la diferite înclinații, au fost generate, cu aceleași setări în programul de generare al grilei de calcul, mai multe discretizări, singurul parametru modificat fiind unghiul de așezare al paletelor de stator anterotoric. Astfel, s-au generat 10 discretizări, unghiul SAR variind după cum urmează:  $\angle \text{SAR} \in [-30^\circ; -20^\circ, \dots, +60^\circ]$ . Rețelele de calcul obținute au fost alcătuite din aproximativ 1,1 milioane noduri pentru domeniul rotorului și aproximativ 0,8 milioane noduri pentru cel al SAR.

În figura 3.5 este prezentată geometria SAR pentru diferite unghiuri de înclinare ale paletelor, astfel definindu-se înclinările negative sau pozitive ale paletelor de SAR.



*Fig. 3.5 Rotirea paletelor de SAR [imagine generată de autor]*

Se observă că rotațiile pozitive ale SAR se obțin atunci când rotirea paletelor de stator are același sens cu cel pe care îl are rotorul centrifugal în funcționare. De



asemenea, unghiul de 0 grade al SAR este considerat atunci când coarda profilului paletelor este poziționată paralel cu conducta de aspirație.

Condițiile la limită impuse în programul NUMECA Fine Turbo au fost identice cu cele utilizate în Subcapitolul 3.2.1. După impunerea tuturor condițiilor la limită, s-a efectuat calculul iterativ al ecuațiilor Navier-Stokes aplicate cazului enunțat. Iterațiile au fost oprite când au fost observate repetabilități a anumitor parametri (creșterea de presiune, randament, ecuația de continuitate, etc.) de-a lungul a mai multor iterații.

Valoarea globală maximă a termenului  $y+$  a fost de 2,25, confirmându-se astfel validarea rafinamentului grilei de calcul.

### 3.3.2. Rezultate: tabele și grafice

Datele extrase din simulările numerice prezentate mai sus sunt trecute în tabelul de mai jos (Tabel 3.2).

*Tabel 3.2 Rezultate simulare SAR + rotor la diferite înclinări ale paletelor de SAR*

Nr. Crt.	Debit [kg/s]	$p_2/p_0$ [-]	Randament [%]	Putere [kW]	Unghi SAR [°]	Unghi SPR [°]	Unghi relativ SPR [°]
1	0,625	1,700	83,22	36,20	0	-68,26	-6,4
2	0,700	1,696	85,48	39,40	0	-68,64	-6,8
3	0,800	1,724	89,78	44,29	0	-69,50	-7,6
4	1,000	1,696	90,93	52,93	0	-66,07	-4,2
<b>5</b>	<b>1,172</b>	<b>1,663</b>	<b>90,70</b>	<b>59,71</b>	<b>0</b>	<b>-61,88</b>	<b>0,0</b>
6	1,400	1,616	89,33	68,09	0	-55,62	6,3
7	1,600	1,551	85,63	73,94	0	-48,65	13,2
8	1,817	1,368	68,01	74,95	0	-35,15	26,7
9	0,600	1,705	83,28	34,69	+10	-68,38	-6,5
10	0,650	1,697	84,72	36,82	+10	-68,62	-6,7
11	0,700	1,699	86,94	38,82	+10	-69,51	-7,6
12	0,800	1,704	90,33	43,02	+10	-69,97	-8,1
13	1,000	1,666	90,97	50,95	+10	-65,61	-3,7
<b>14</b>	<b>1,172</b>	<b>1,631</b>	<b>90,58</b>	<b>57,35</b>	<b>+10</b>	<b>-61,45</b>	<b>0,4</b>
15	1,400	1,574	88,58	64,73	+10	-54,72	7,2
16	1,600	1,497	83,53	69,43	+10	-47,03	14,8
17	1,762	1,340	66,87	68,74	+10	-36,37	25,5
18	0,600	1,701	84,23	34,31	+20	-69,48	-7,6
19	0,650	1,706	86,33	36,36	+20	-69,90	-8,0
20	0,725	1,698	89,46	39,04	+20	-70,88	-9,0
21	0,800	1,687	90,63	41,95	+20	-70,52	-8,6
22	1,000	1,641	90,91	49,38	+20	-65,90	-4,0
<b>23</b>	<b>1,172</b>	<b>1,602</b>	<b>90,22</b>	<b>55,30</b>	<b>+20</b>	<b>-61,17</b>	<b>0,7</b>
24	1,400	1,532	87,29	61,55	+20	-53,85	8,0
25	1,600	1,433	79,15	64,94	+20	-44,71	17,2
26	1,691	1,308	64,29	62,79	+20	-37,95	23,9
27	0,600	1,699	85,11	33,83	+30	-70,16	-8,3
28	0,700	1,696	89,41	38,39	+30	-71,58	-9,7
29	0,800	1,696	90,72	42,79	+30	-70,76	-8,9
30	1,000	1,568	88,73	46,37	+30	-65,71	-3,8
<b>31</b>	<b>1,172</b>	<b>1,547</b>	<b>87,52</b>	<b>56,56</b>	<b>+30</b>	<b>-60,56</b>	<b>1,3</b>
32	1,300	1,511	83,68	56,73	+30	-56,16	5,7

*Creșterea Eficienței Energetice a Suflantelor Centrifugale prin Dezvoltarea unui Sistem Integrat de Reglare Continuă a Debitului*

Nr. Crt.	Debit [kg/s]	$p_2/p_0$ [-]	Randament [%]	Putere [kW]	Unghi SAR [°]	Unghi SPR [°]	Unghi relativ SPR [°]
33	1,400	1,461	80,45	58,02	+30	-52,49	9,4
34	1,598	1,281	59,21	57,97	+30	-41,21	20,7
35	1,600	1,259	56,67	56,83	+30	-36,91	25,0
36	0,700	1,632	87,71	38,32	+40	-71,35	-9,5
37	0,800	1,585	88,76	40,04	+40	-70,43	-8,6
38	0,900	1,633	88,81	49,11	+40	-68,73	-6,9
39	1,000	1,567	86,33	46,89	+40	-65,52	-3,6
<b>40</b>	<b>1,172</b>	<b>1,492</b>	<b>82,02</b>	<b>50,52</b>	<b>+40</b>	<b>-59,70</b>	<b>2,2</b>
41	1,300	1,424	76,77	53,75	+40	-54,45	7,4
42	1,472	1,252	54,59	52,07	+40	-44,55	17,3
43	0,400	1,726	80,99	24,14	+50	-74,58	-12,7
44	0,500	1,702	83,83	28,58	+50	-72,42	-10,5
45	0,600	1,676	85,65	32,83	+50	-71,37	-9,5
46	0,700	1,640	86,11	36,63	+50	-70,23	-8,4
47	0,800	1,603	86,25	39,47	+50	-70,40	-8,5
48	0,900	1,551	84,34	43,02	+50	-68,03	-6,2
49	1,000	1,495	80,37	44,08	+50	-64,58	-2,7
<b>50</b>	<b>1,172</b>	<b>1,384</b>	<b>71,80</b>	<b>46,77</b>	<b>+50</b>	<b>-57,47</b>	<b>4,4</b>
51	1,320	1,231	49,94	47,73	+50	-49,42	12,5
52	0,400	1,714	81,46	23,69	+60	-74,60	-12,7
53	0,500	1,681	83,23	28,01	+60	-72,18	-10,3
54	0,600	1,646	83,52	32,16	+60	-70,47	-8,6
55	0,700	1,601	83,38	35,84	+60	-70,10	-8,2
56	0,800	1,541	80,62	38,35	+60	-69,60	-7,7
57	0,900	1,471	75,70	40,33	+60	-66,68	-4,8
58	1,000	1,392	69,50	43,17	+60	-62,48	-0,6
59	1,147	1,211	44,92	41,66	+60	-53,93	7,9
<b>60</b>	<b>1,172</b>	<b>1,174</b>	<b>38,19</b>	<b>42,64</b>	<b>+60</b>	<b>-49,45</b>	<b>12,4</b>
61	0,700	1,695	84,23	39,90	-10	-68,02	-6,1
62	0,800	1,732	88,87	45,20	-10	-68,90	-7,0
63	1,000	1,722	90,55	54,77	-10	-65,89	-4,0
<b>64</b>	<b>1,172</b>	<b>1,696</b>	<b>90,58</b>	<b>62,29</b>	<b>-10</b>	<b>-62,22</b>	<b>-0,3</b>
65	1,400	1,655	89,54	71,60	-10	-56,34	5,5
66	1,600	1,603	87,03	78,58	-10	-50,19	11,7
67	1,870	1,395	68,02	82,09	-10	-34,45	27,4
68	0,700	1,692	83,10	40,42	-20	-67,40	-5,5
69	0,800	1,728	87,32	45,79	-20	-68,31	-6,4
70	1,000	1,739	89,45	56,59	-20	-65,28	-3,4
<b>71</b>	<b>1,172</b>	<b>1,722</b>	<b>89,70</b>	<b>64,85</b>	<b>-20</b>	<b>-61,84</b>	<b>0,0</b>
72	1,400	1,689	88,78	75,28	-20	-56,58	5,3
73	1,600	1,652	86,95	84,02	-20	-51,44	10,4
74	1,904	1,412	65,33	88,87	-20	-34,03	27,8
75	0,700	1,684	81,03	40,92	-30	-66,70	-4,8
76	0,800	1,727	84,53	45,72	-30	-67,16	-5,3
77	0,900	1,728	86,22	51,00	-30	-67,30	-5,4
78	1,000	1,729	86,67	59,21	-30	-65,25	-3,4
<b>79</b>	<b>1,172</b>	<b>1,715</b>	<b>85,91</b>	<b>67,19</b>	<b>-30</b>	<b>-60,81</b>	<b>1,1</b>
80	1,400	1,693	84,12	79,72	-30	-55,70	6,2
81	1,600	1,672	81,74	93,00	-30	-50,80	11,1
82	1,891	1,416	60,09	98,27	-30	-34,92	27,0

Prin unificarea datelor într-un singur tabel, care cuprinde înclinările diferite ale paletelor de SAR, se evidențiază modul în care această variabilă influențează și modifică parametrii de funcționare ai suflantei centrifugale.

Rândurile evidențiate prin îngroșare reprezintă punctele simulate la debitul masic nominal, adică 1,172 kg/s. Acest lucru ajută la compararea diferențelor care se obțin la diferitele înclinări ale paletelor de SAR, și anume între presiunea de refulare, randament, puterea consumată precum și unghiurile la care trebuie să fie așezate paletele de SPR astfel încât pierderile de presiune să fie minime.

Pentru a se putea păstra randamentul la valori maxime, unghiul de așezare al paletelor de SPR trebuie să fie identic cu media unghiurilor  $\alpha_2$  (adică unghiurile tuturor particulelor de fluid, identificate la același diametru, formate la intersecția vitezei absolute cu viteza de transport) de la ieșirea din rotor.

Deci, prin examinarea acestor date, se pot scrie relațiile de dependență între diferitele variabile în funcție de înclinația paletelor de SAR. Această înțelegere detaliată este necesară pentru a putea optimiza randamentul suflantei în funcție de cerințele specifice de funcționare.

Prezentate grafic, datele expuse anterior construiesc curbele caracteristice (creștere de presiune și randament în funcție de debit masic) la turație constantă.

Figurile 3.6 și 3.7 prezintă curbele caracteristice principale, în care se poate observa că odată cu mărirea unghiului de înclinare al SAR, parametri de funcționare scad, adică pentru aceiași presiune de refulare, debitul scade. De asemenea, la înclinări negative ale SAR au fost înregistrate creșteri ale parametrilor de funcționare.

Astfel, se observă că variația unghiului paletelor de SAR influențează în mod direct și semnificativ atât raportul de presiuni ( $p_2/p_0$ ), cât și debitul furnizat de suflantă. În principal, subdebitele ( $\searrow$ ) sunt comprimate mai eficient la înclinări pozitive ale statorului, în timp ce supradebitele ( $\nearrow$ ) sunt obținute mai eficient la înclinări negative (figurile 3.8 și 3.9).

De asemenea, controlul paletelor de SAR lărgiște în mod cert domeniul de funcționare stabil al turbosuflantei. Figura 3.6 prezintă comparațiile dintre punctele de funcționare obținute la poziționarea de 0 grade a paletelor de SAR și înclinările pozitive ale statorului, în timp ce figura 3.7 prezintă aceeași comparație doar că sunt utilizate înclinările negative.

Limita de pompaj este localizată pe fiecare curbă în parte la începutul curbei respective (capătul din stânga, acolo unde debitul este minim), iar limita de blocaj se regăsește în capătul opus (în dreapta, la debit maxim).

Un aspect foarte important sesizat în curbele caracteristice de randament (figurile 3.8 și 3.9) este faptul că randamentul cel mai ridicat se regăsește în punctul nominal (debitul masic = 1.172 kg/s), adică în punctul în care paletele de SAR sunt așezate pe poziția "complet deschis".

De asemenea, la incidențe de poziționare mari date paletelor de SAR vor începe întotdeauna să apară desprinderi după interacțiunea fluidului cu profilele aerodinamice, iar în cazul simulat randamentul minim înregistrat a fost de 38,2%.

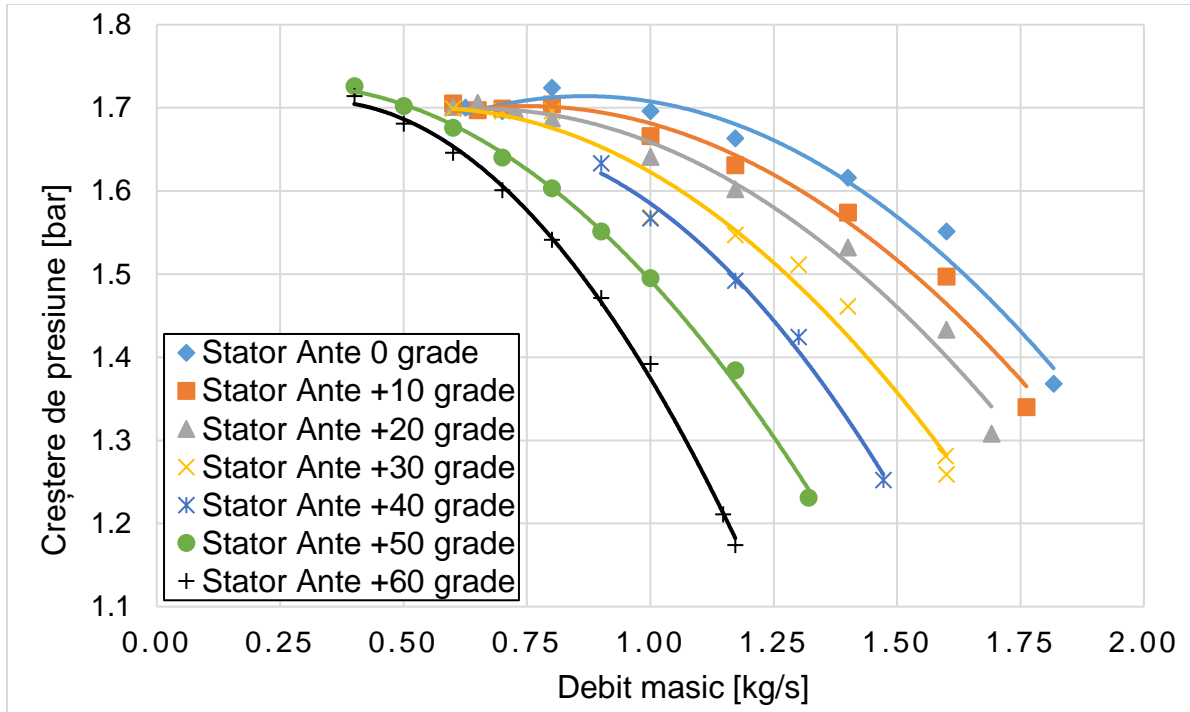


Fig. 3.6 Creștere de presiune în funcție de debit masic – subdebite [imagine autor]

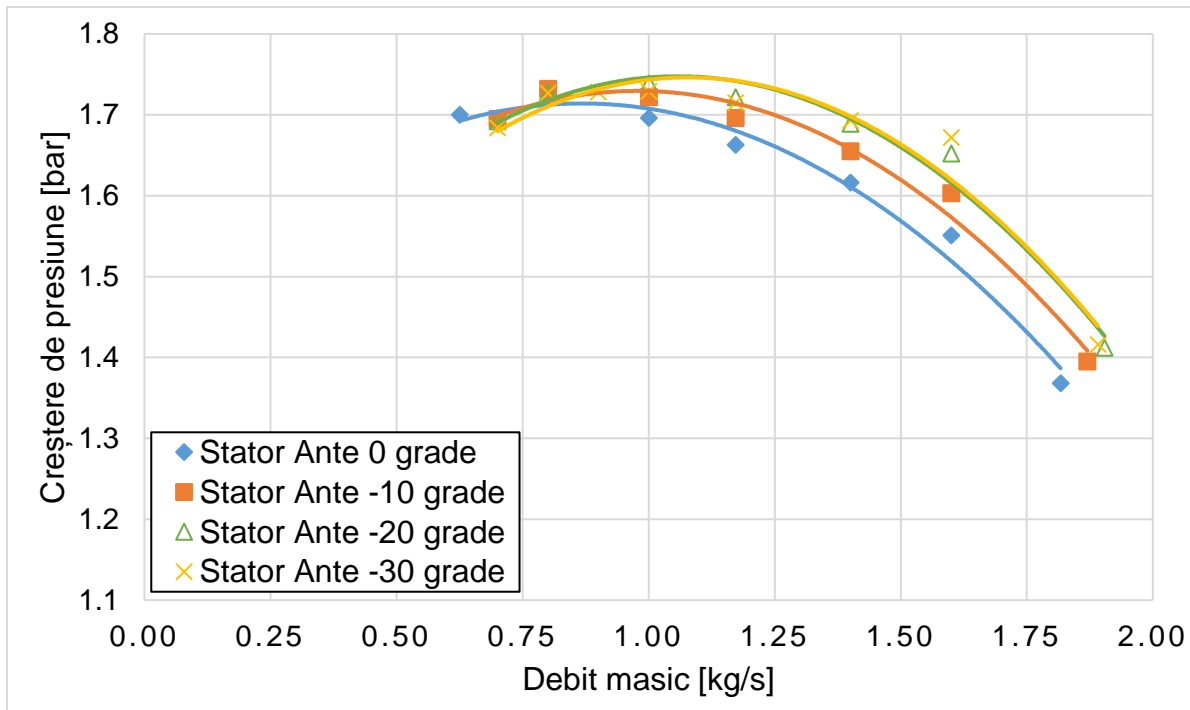
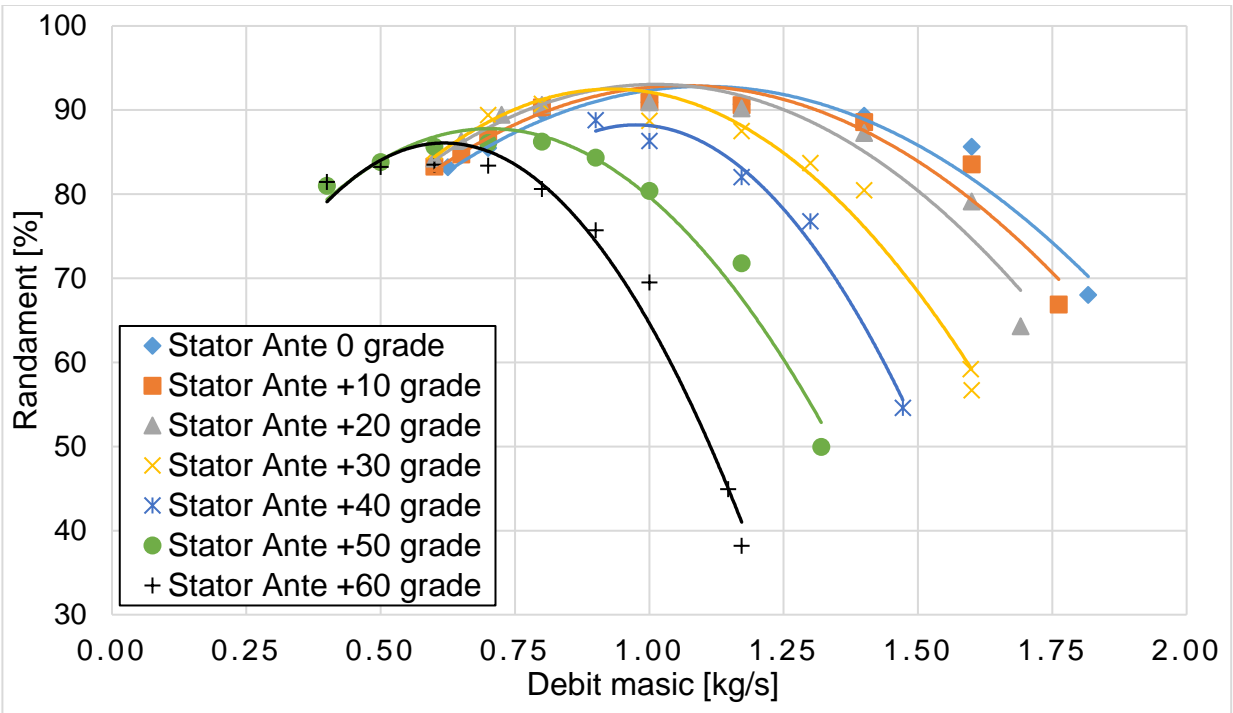
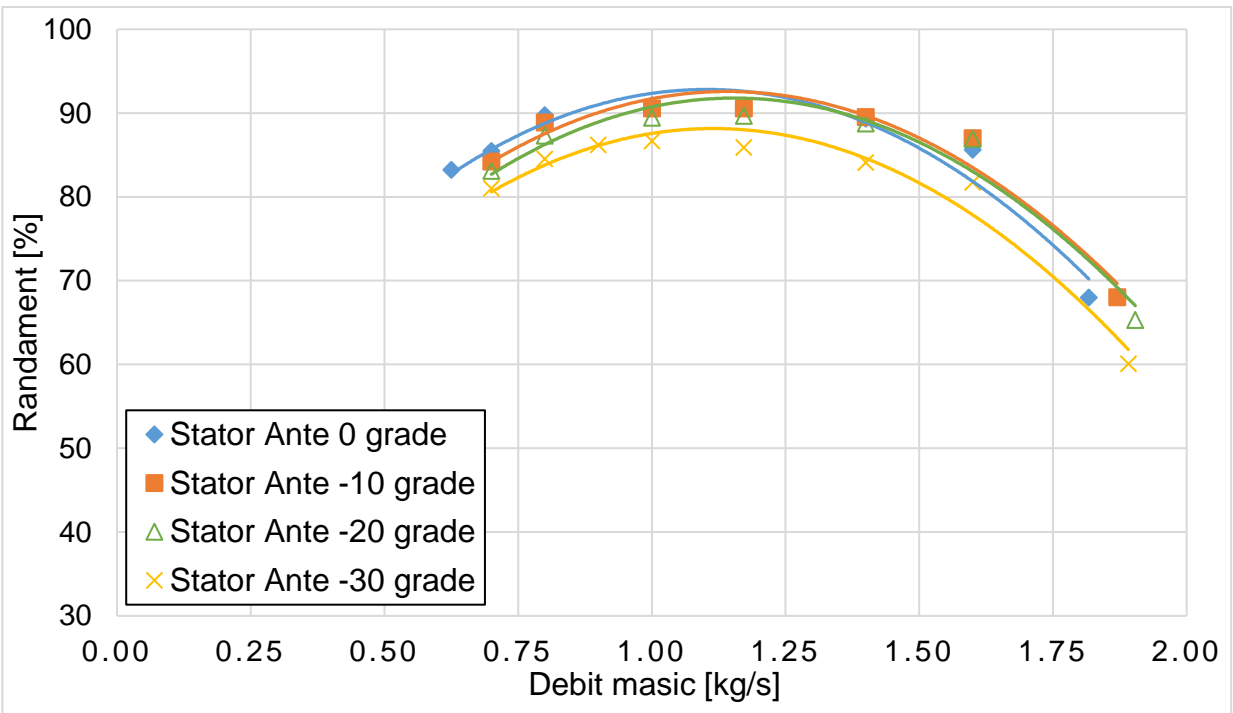


Fig. 3.7 Creștere de presiune în funcție de debit masic – supradebite [imagine autor]

*Creșterea Eficienței Energetice a Suflantelor Centrifugale prin Dezvoltarea unui Sistem Integrat de Reglare Continuă a Debitului*



*Fig. 3.8 Randament în funcție de debit masic – subdebite [imagine autor]*



*Fig. 3.9 Randament în funcție de debit masic – supradebite [imagine autor]*

Din datele obținute s-a putut construi grafic (figura 3.10) dependența unghiului de așezare al paletelor de stator postrotoric în funcție de unghiul paletelor de stator anterotic pentru a menține presiunea constantă la randament maxim.

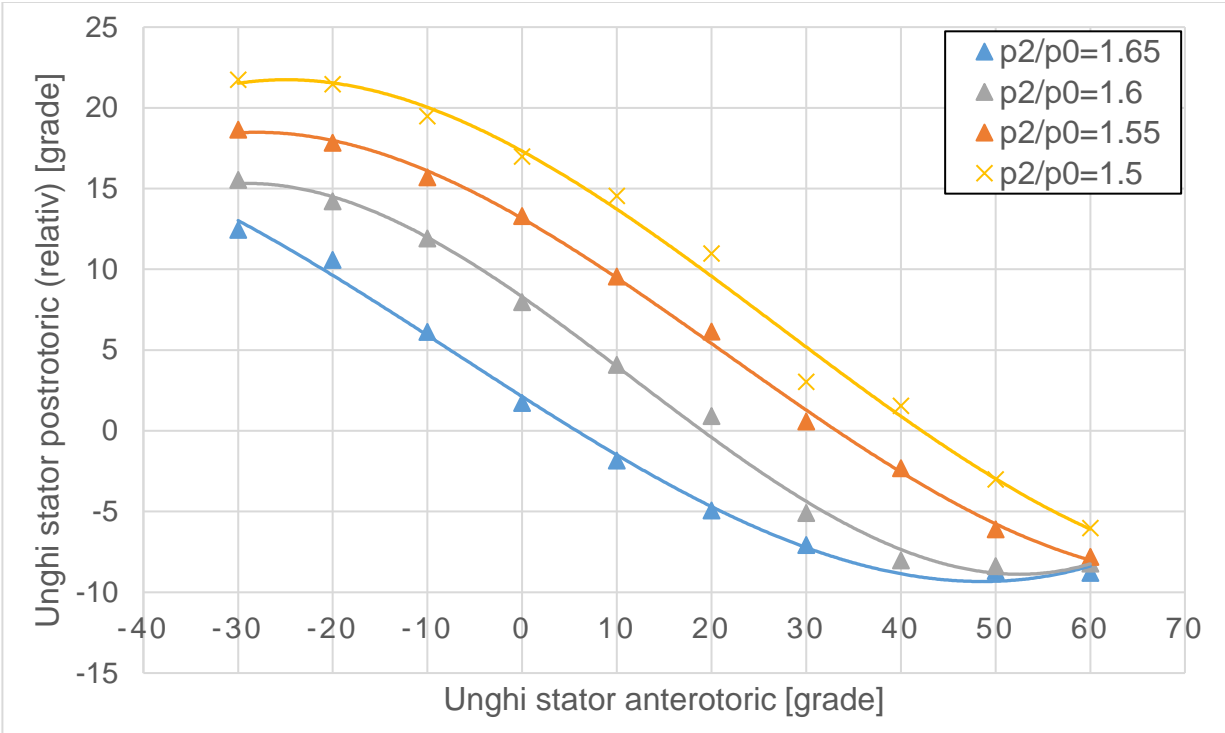


Fig. 3.10  $\alpha_{SPR} = f(\alpha_{SAR})$  la presiune constantă și randament maxim [imagine autor]

Se observă că forma tuturor curbelor de presiune constantă capătă aceeași alură asemănătoare cu cea a unei funcții de gradul al treilea. Ecuațiile corespunzătoare pot fi approximate după cum urmează:

- Pentru  $p_2/p_0 = 1,65$ :

$$\alpha_{SPR} = 4E - 5 \cdot \alpha_{SAR}^3 + 9E - 4 \cdot \alpha_{SAR}^2 - 0,3745 \cdot \alpha_{SAR} + 2,1244 \quad (3.2)$$

- Pentru  $p_2/p_0 = 1,6$ :

$$\alpha_{SPR} = 9E - 5 \cdot \alpha_{SAR}^3 - 3,1E - 3 \cdot \alpha_{SAR}^2 - 0,4082 \cdot \alpha_{SAR} + 8,3002 \quad (3.3)$$

- Pentru  $p_2/p_0 = 1,55$ :

$$\alpha_{SPR} = 6E - 5 \cdot \alpha_{SAR}^3 - 3,6E - 3 \cdot \alpha_{SAR}^2 - 0,3369 \cdot \alpha_{SAR} + 13,148 \quad (3.4)$$

- Pentru  $p_2/p_0 = 1,5$ :

$$\alpha_{SPR} = 5E - 5 \cdot \alpha_{SAR}^3 - 4,4E - 3 \cdot \alpha_{SAR}^2 - 0,321 \cdot \alpha_{SAR} + 17,321 \quad (3.5)$$

Dacă suflanta calculată este utilizată în stațiile de epurare și anume la transferul oxigenului din aer în apă, presiunea de refulare minimă (sarcina) pe care trebuie să o asigure turbosuflanta va fi dictată de adâncimea bazinului, care rămâne mereu la aceeași valoare. Astfel, suflanta trebuie să permită reglarea debitului la păstrarea aceluiași raport de comprimare.

Un exemplu de citire a figurii 3.10 (care are la bază tabelul 3.2) poate fi descris după cum urmează: Dacă punctul de funcționare actual al turbosuflantei se găsește la raportul presiunilor  $p_2/p_0 = 1,6$  și debitul  $\dot{m} = 1,179$  kg/s și este primită cerința de

schimbare a debitului la 1,604 kg/s (adică o creștere cu 36%) unghiul paletelor de SAR trebuie modificat de la valoare de +20 grade la -10 grade, iar unghiul paletelor de SPR trebuie să se schimbe simultan de la valoarea actuală de +0,92 grade (relativ) la +11,91 grade (relativ). Prin aceste modificări ale unghiurilor celor două statoare se asigură păstrarea randamentului maxim.

Se concluzionează sumar că pentru randamentul maxim posibil, unghiul de așezare al paletelor de SPR trebuie să coincidă cu unghiul generat de o particulă de fluid la diametrul de așezare al SPR, deci unghiul format de traiectoria particulelor de fluid la ieșirea din rotor este chiar unghiul de așezare a paletelor de SPR (se evită astfel formarea de desprinderi după bordul de atac al paletelor de SPR).

În urma simulărilor, s-a observat că la unghiuri ale SAR mai mari de  $\pm 20$  grade încep să apară desprinderi pe extradosul sau intradosul paletelor de stator, desprinderi care se traduc prin randamente scăzute.

### **3.4. Proiectarea statorului postrotoric (SPR)**

Statorul postrotoric este un dispozitiv construit din palete dispuse radial, aval de rotor, care are scopul de a frâna fluidul (efect obținut prin deșurubarea curgerii) astfel încât o parte din energia cinetică disponibilă la ieșirea din rotor să fie transformată în energie de presiune.

#### **3.4.1. Simularea numerică a curgerii prin SAR, rotor îmbunătățit și SPR**

Pentru obținerea grilei de calcul necesară următoarelor simulări numerice, geometria paletelor de SAR, a paletelor de SPR, precum și geometria rotorului, obținute cu ajutorul programului ANSYS BladeGen, au fost exportate către programul NUMECA AutoGrid. După setarea în program a cerințelor au rezultat rețelele de calcul (formate dintr-un singur canal de curgere - dintre două palete) pentru cele trei componente aerodinamice (figura 3.11). Au fost generate în total trei grile de calcul, după cum urmează:

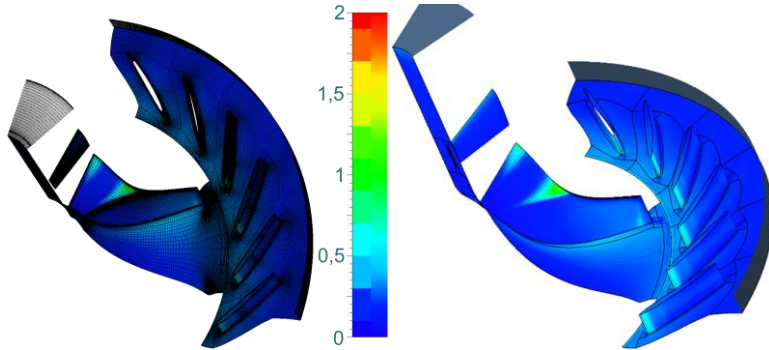
- o grilă, în care paleta de SPR a fost așezată la unghiul aproximativ regăsit și expus în tabelul 3.2 (punctul 5), adică la -62 grade.
- alte două grile, în care poziția paletelor de SPR a fost modificată de la poziția regăsită la valori de plus și minus două grade, adică -60 și -64 de grade.

Structura grilelor de calcul a fost stabilită astfel: discretizarea canalului rotorului a inclus aproximativ 1,1 milioane de noduri, discretizarea canalului de SAR a inclus aproximativ 1 milion de noduri, iar discretizarea canalului de SPR a inclus aproximativ 0,6 milioane de noduri.

Condițiile la limită impuse în programul NUMECA Fine Turbo au fost identice cu cele utilizate în Subcapitolul 3.2.1, singura diferență constând în debitul masic setat la ieșirea din domeniu, acesta fiind impus doar la valoarea de 1,172 kg/s. După finalizarea impunerii tuturor condițiilor la limită, a fost efectuat pasul de rulare al calculului iterativ al

ecuațiilor Navier-Stokes aplicate cazului prezentat. Iterațiile au fost oprite în momentul în care a fost observată o repetabilitate a anumitor parametri de-a lungul mai multor iterații.

Conform teoriei prezentate în teză cu privire la termenul  $y^+$  și analizând datele, se observă că valoarea acestuia se află în parametri normali, deci rețeaua de calcul nu introduce erori în rezultate. Valoarea maximă globală a termenului  $y^+$  este de 2 (Fig. 3.11).

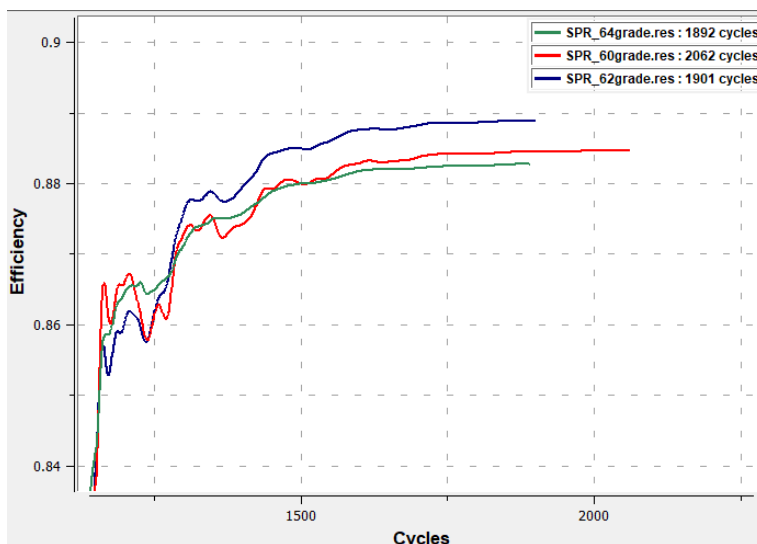


*Fig. 3.11 Valori ale termenului  $y^+$  [imagine generată de autor]*

Odată cu această validare s-au putut extrage, din programul CFView, repartițiile de presiuni totale, repartițiile de presiuni statice, repartițiile de viteze, repartiția vectorilor de viteza etc. S-a putut observa, din vectorii vitezelor relative, că la punctul nominal de funcționare simulat, în liniile de curent nu apăreau desprinderi.

În urma simulării, s-a constatat că la debitul nominal de 1,172 kg/s, suflanta centrifugală este capabilă să ofere un grad absolut de comprimare de 1,643, la un randament de 88,89%. Puterea necesară în acest caz are valoarea de 60 kW.

Repetându-se modul de simulare prezentat mai sus (prin aplicarea aceluiași condiții la limită) pentru celelalte două rețele de calcul create anterior (care au înclinările de -60 și respectiv -64 de grade la paletelile de SPR) s-a putut realiza o comparație între randamentele de funcționare obținute la comprimarea aceluiași debit de aer. Astfel, s-au putut trasa concluzii cu privire la efectul pe care îl generează abaterile unghiulare de poziționare ale paletelilor de SPR.



*Fig. 3.12 Variația randamentului la schimbarea unghiului paletelilor de SPR cu un altul decât cel prezentat în tabelul 3.2 [imagine generată de autor]*



În figura 3.12 este prezentată evoluția randamentului pentru fiecare geometrie în funcție de iterația la care a ajuns calculul în urma aplicării ecuațiilor de curgere Navier-Stokes. Astfel, s-a observat că randamentul cel mai ridicat este obținut doar atunci când paletele de SPR sunt orientate pe direcția dată de liniile de curent care ies din rotor, adică pe media unghiurilor  $\alpha_2$  de la ieșirea din rotor. Valoarea randamentului pentru cele trei cazuri simulate sunt prezentate în tabelul următor (tabelul 3.3).

*Tabel 3.3 Valorile randamentului pentru diferite înclinații ale SPR (la debitul de 1,172 kg/s)*

Unghiul paletelor SPR	-60	<b>-62</b>	-64
Valoarea randamentului	88,47%	<b>88,89%</b>	88,27%

Se subliniază astfel faptul că randamentul maxim de funcționare se regăsește doar atunci când paletele de SPR sunt înclinate la -62 de grade, iar prin modificarea acestui unghi cu două grade, randamentul poate să scadă cu până la 0,62%.

În consecință, poziția paletelor la punctul nominal va fi următoarea:

- paletele de stator anterotoric se vor poziționa la zero grade (paralel cu conducta de aspirație);
- paletele de stator postrotoric se vor poziționa la -62 grade (față de o perpendiculară trasată pe diametrul exterior al rotorului  $D_2$ ).

#### **CAPITOLUL 4. Cercetări experimentale asupra suflantelor centrifugale**

Un capitol extrem de important în funcționarea turbomașinilor este reprezentat de măsurarea experimentală a parametrilor (debit, sarcină, putere, temperatură etc.) și a performanțelor realizate de unitatea de comprimare.

Prin efectuarea testărilor fizice se poate valida metodică de calcul folosită în dimensionarea suflantei, respectiv prin compararea parametrilor furnizați de suflantă cu parametrii teoretici calculați.

Pe de o parte, prin înregistrarea debitului și a presiunii la diferite puncte de funcționare, păstrându-se turația constantă, se poate construi curba caracteristică de sarcină a suflantei analizate, dar pe de altă parte, dezavantajul principal pe care îl poartă testările fizice este acela că aparatele utilizate de înregistrare trebuie să fie foarte bine calibrate, în caz contrar acestea pot introduce erori, care însumate, pot ajunge la valori destul de ridicate (o eroare ridicată la sonda de temperatură de la intrarea în suflanta centrifugală de 15 grade poate conduce la eroare în determinarea sarcinii reale de până la 4% [12]).

Reglarea debitului la suflantele centrifugale este un subiect de mare importanță în scopul menținerii unui randament ridicat. Atenția acordată acestui aspect este dată de influența pe care o are variația debitului asupra puterii totale consumate. Mai exact, randamentul total este direct proporțional cu cantitatea totală de putere consumată de suflantă pentru a realiza procesul de comprimare și pentru a-și îndeplini cu succes

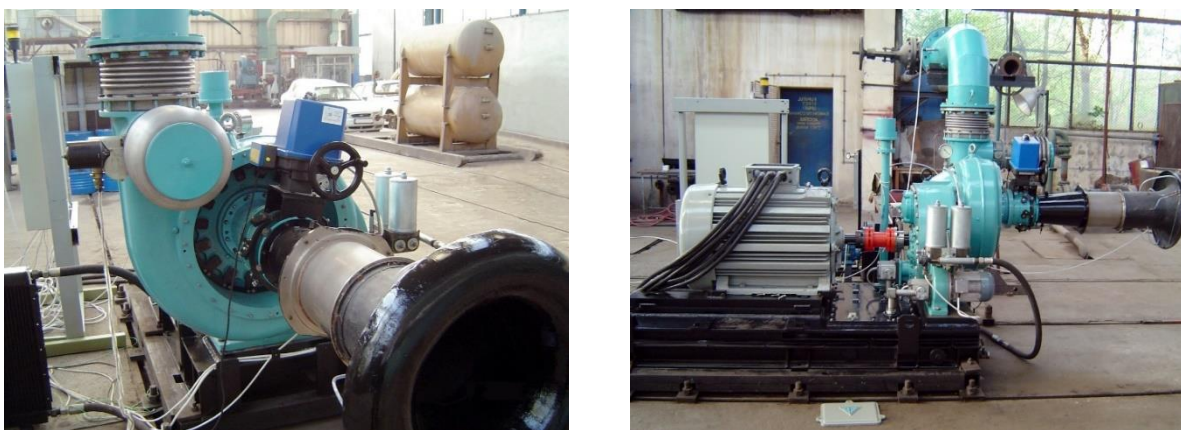
obiectivele propuse. Astfel, reglarea adecvată a debitului devine esențială pentru optimizarea performanței și eficienței suflantei centrifugale.

În acest capitol este prezentată o instalație experimentală pentru care sunt descrise construcția și caracteristicile dimensionale ale acesteia, precum și instrumentele utilizate pentru înregistrarea parametrilor aerodinamici produși de suflantă. Elementul principal al instalației este reprezentat de suflanta centrifugală, principalele componente aerodinamice fiind rotorul, paletelile celor două statoare (sator anterotoric și sator postrotoric) și carcasa spirală.

În continuare, a fost studiată suflanta prezentată prin analize de curgere CFD, analize pentru care au fost realizate canalele de curgere, iar pentru datele de intrare (condițiile la limită) au fost utilizate rezultatele preluate din testările experimentale. S-au realizat comparații între rezultate, validându-se astfel simulările de curgere CFD, ulterior fiind posibilă extragerea comportamentului fluidului din interiorul turbomașinii.

#### **4.1. Instalația experimentală – Suflanta ESC 10**

Instalația experimentală utilizată în cadrul acestui capitol a avut la bază cele patru componente aerodinamice ale unei turbomașini cu control ridicat al debitului și anume: sator anterotoric, rotor centrifugal, sator postrotoric și carcasă spirală. În scopul validării simulărilor de curgere CFD efectuate în *Capitolul 3*, au fost extrase datele obținute din instalația experimentală a suflantei ESC10 (electrosuflantă centrifugală 10.000 Nm<sup>3</sup>/h), prezentată în figura 4.1, date care sunt preluate din arhiva INCDT Comoti și pentru care au fost efectuate simulări de curgere tip CFD folosind același program de calcul (Numeca), impunând, de asemenea, aceleași condiții la limită folosite și în *Capitolul 3*.



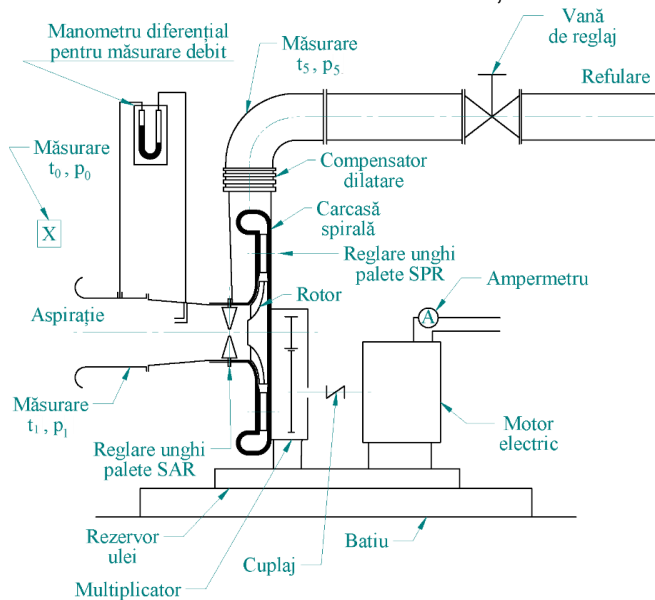
*Fig. 4.1 Instalația experimentală a turbosuflantei ESC10*

Schema instalației experimentale este prezentată în figura 4.2. În configurația prezentată, turbosuflanta aspiră liber din mediul ambiant prin intermediul prizei de aspirație. Unghiul paletelor de sator anterotoric este reglat prin intermediul unui actuator electromecanic, rotorul centrifugal fiind acționat de motorul electric prin intermediul multiplicatorului de turație. Paletelile de sator postrotoric sunt proiectate astfel încât să

poată fi acționate și rotite manual la unghiul necesar regimului de curgere. În cadrul experimentărilor au fost monitorizate:

- presiunile statice de la aspirație ( $p_1$ ) și refulare ( $p_5$ ) prin intermediul manometrelor;
- debitul vehiculat de suflanta centrifugală ( $Q$ ) prin intermediul manometrului diferențial conectat la tubul Pitot;
- temperatura aerului din mediul ambiant ( $t_0$ ) cu ajutorul termometrului cu alcool;
- temperatura aerului la aspirație ( $t_1$ ) și refulare ( $t_5$ ) prin intermediul termorezistențelor;
- intensitatea curentului electric absorbită de motor ( $I$ ) prin intermediul ampermetrului.

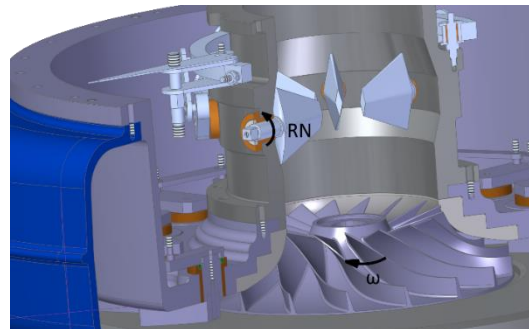
Pentru reglarea suplimentară a sarcinii de funcționare, suflanta are montată pe conducta de refulare o vană fluture cu acționare manuală.



*Fig. 4.2 Schema instalației experimentale ESC10 [imagine autor]*

## 4.2. Rezultatele măsurărilor experimentale

Figura 4.3 exemplifică sensul de rotire al paletelor de SAR. Prin închiderea vanei de reglaj prezentă în aval carcasei spirale și păstrarea aceluiași unghi de înclinare pentru paletele de stator anterotic, punctul de funcționare se mută pe curba caracteristică în direcția punctului de pompaj, fapt ce conduce la debit mai mic și sarcină mai mare. Invers, prin deschiderea vanei de reglaj, sarcina rezultată scade și debitul crește.



*Fig. 4.3 Înclinarea paletelor SAR, în care RN reprezintă rotirea negativă, iar ω sensul de rotire a rotorului [imagine generată de autor]*

Cu scopul de validare a simulărilor numerice, au fost prezentate punctele de funcționare a două presiuni diferite (tabelul 4.1). În acest fel, se poate valida că simulările numerice sunt în concordanță cu datele experimentale, deci rezultatele obținute prin simulările numerice nu introduc erori și prezic cu acuratețe ridicată comportamentul fluidului în mașină.

*Tabel 4.1: Măsurători experimentale ESC10.*

Nr.	Unghi SAR [°]	Unghi SPR [°]	$t_0$ [°C]	$p_5$ static [bara]	$t_5$ [°C]	$Q$ [Nm <sup>3</sup> /h]	$\dot{m}$ [kg/s]	$P$ [kW]	$\eta$ [%]
1	90	0	7,5	1,7	67	10.586	3,555	260	81
2	68,3	4,5	7,5	1,7	69	9.764	3,279	242	83
3	54,3	8	7,5	1,7	70,5	8.293	2,785	219	80
4	43	11,5	7,5	1,7	71,5	7.334	2,463	201	78
5	30	16,9	7,5	1,7	73,5	6.158	2,068	183	75
6	17	22	7,8	1,7	76,5	4.896	1,644	160	70
7	17	22	7,8	1,6	71	5.343	1,794	164	70
8	90	0	7,8	1,6	65	11.995	4,028	269	80

În care, unghiul de 90° al paletelor de SAR înseamnă o poziție de complet deschis al paletelor, iar unghiul de 0° al paletelor de SPR înseamnă o poziție relativă de așezare al paletelor față de poziția lor la funcționarea în regim nominal (poziția punctului nominal este de 50° față de direcția radială).

### 4.3. Simularea numerică a curgerii prin Suflanta ESC 10

Subcapitolul actual prezintă un studiu numeric de tip CFD asupra celor trei componente aerodinamice ale turbosuflantei ESC 10, și anume statorul anterotoric, rotorul și statorul postrotoric, utilizând softul NUMECA Fine Turbo [3].

În scopul analizării fenomenului de comprimare și a verificării performanțelor celor 3 componente aerodinamice, au fost efectuate simulări CFD cu utilizând aceleași setări ca și în cazurile prezentate în capitolele anterioare, singurele modificări fiind:

- Turația: 17.250 rpm;
- La intrare în domeniu: presiunea absolută totală: 101.325 Pa și temperatura absolută totală: conform cu Tabelul 4.1 (7,5°C / 7,8°C);
- La ieșire din domeniu: Debit masic: conform cu Tabelul 4.1 (exemplu: pentru poziția paletelor de SAR de 90° și poziția paletelor de SPR la 0° relativ, au fost efectuate două simulări în care debitul a fost setat la valorile de 3,555 și 4,028 kg/s).

Pentru obținerea grilelor de calcul necesare simulărilor numerice, au fost reconstituite geometriile paletelor SAR și SPR, precum și a rotorului centrifugal (figura 4.4) pe baza desenelor de execuție utilizate în procesul de fabricare.

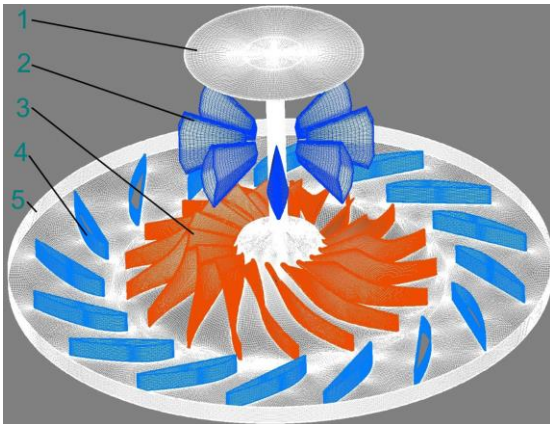
Modelele 3D au fost încărcate în continuare în programul de generare al discretizării, NUMECA AutoGrid.



*Fig. 4.4 Geometriile 3D a celor trei componente aerodinamice ale suflantei ESC10 (SAR, rotor, SPR)  
[imagine generată de autor]*

După setarea în program a cerințelor (selectarea paletelor, selectarea curbei de la baza rotorului și de la vârf, setarea jocului dintre rotor și carcasa spirală, rafinamentul discretizării etc.) a rezultat rețeaua de calcul, formată dintr-un singur canal de curgere cu trei subdomenii, în care subdomeniul 1 este reprezentat de canalul de curgere dintre două palete de SAR, subdomeniul 2 este reprezentat de canalul de curgere dintre două palete de rotor, iar subdomeniul 3 este reprezentat de canalul de curgere dintre două palete de SPR.

Pentru cazul nominal, în care unghiul paletelor de SAR:  $90^\circ$  și unghiul paletelor de SPR:  $0^\circ$  relativ ( $50^\circ$  absolut), a rezultat o grilă de calcul cu aproximativ 2,9 milioane de noduri și 0 elemente negative, rețeaua de calcul obținută fiind structurată în totalitate. Pentru simularea tuturor punctelor prezentate în Tabelul 4.1 au fost realizate un număr de 6 grile de calcul, în care s-a modificat unghiul paletelor de SAR și unghiul paletelor de SPR conform datelor extrase din experimentările de pe standul de încercare al ESC10.



*Fig. 4.5 Grila de calcul, în care:  
1 – intrarea fluidului în domeniul de calcul; 2 – paletă SAR; 3 – paletă rotor; 4 – paletă SPR; 5 – ieșirea fluidului din domeniul de calcul  
[imagine generată de autor]*

După impunerea condițiilor la limită, a fost efectuat pasul de rulare al calculului iterativ al ecuațiilor Navier-Stokes aplicate cazului de față. Iterațiile au fost oprite în cazul în care a fost observată o repetabilitate a anumitor parametri de-a lungul mai multor iterații.

Valoarea globală maximă a termenului  $y^+$  a fost de 3,5 , confirmându-se astfel validarea rafinamentului grilei de calcul.

#### 4.4. Rezultatele simulărilor numerice prin Suflanta ESC 10

Datele extrase din simulările numerice sunt expuse în tabelul de mai jos (Tabel 4.2).

*Tabel 4.2 Datele obținute în urma simulărilor numerice*

Unghi SAR [°]	Unghi SPR [°]	$t_0$ [°C]	$p_4$ totală [Pa]	$t_4$ [°C]	$Q$ [Nm <sup>3</sup> /h]	$\dot{m}$ [kg/s]	$P$ [kW]	$\eta$ [%]	$p_5$ static CFD [Pa]	$\varepsilon_{p5s}$ [%]
90	0	7,5	186.235	67,2	10.586	3,555	234,5	82,02	174.254	2,50
68,3	4,5	7,5	185.019	68,9	9.764	3,279	211,4	83,31	172.366	1,39
54,3	8	7,5	181.979	69,9	8.293	2,785	182,5	79,64	170.825	0,49
43	11,5	7,5	179.548	70,7	7.334	2,463	161,6	76,96	169.359	-0,38
30	16,9	7,5	178.940	73,7	6.128	2,058	137,7	75,03	173.458	2,03
17	22	7,8	169.517	75,2	4.955	1,664	111,8	67,11	165.775	-2,49
17	22	7,8	161.411	70,9	5.342	1,794	114,6	66,71	156.676	-2,08
90	0	7,8	177.825	64,6	11.994	4,028	243,3	79,84	156.984	-1,89

În *Capitolul 3* s-au efectuat mai multe simulări de curgere tip CFD pentru o suflantă centrifugală proiectată să vehiculeze debitul la punctul nominal de 1,172 kg/s. Pentru a reduce timpul de calcul, au fost studiați parametri de funcționare doar prin cele trei componente aerodinamice (SAR, rotor, SPR), excluzându-se din calcul carcasa spirală.

În scopul validării rezultatelor obținute, prezentul capitol expune simulări numerice efectuate prin intermediul unei turbosuflante testată experimental (ESC 10). Aceste simulări conțin aceleași condiții la limită și repetă modul de simulare efectuat și în capitolul anterior, singurele modificări fiind geometria 3D și valoarea debitului impusă la ieșirea din domeniul de calcul.

Prin urmare, pentru a compara rezultatele obținute din simulările numerice a suflantei ESC10 cu rezultatele obținute pe cale experimentală, trebuie calculată presiunea statică la ieșirea din carcasa spirală. Pentru aceasta utilizând formulele publicate în lucrările [7], [9] s-au putut calcula pierderile de sarcină de-a lungul carcasei spirale, și astfel s-au putut compara cele două presiuni statice de la ieșirea din suflantă și anume valorile obținute pe cale experimentală și cele obținute în urma simulărilor de curgere tip CFD.

Eroarea de calcul în ceea ce privește presiunea statică la ieșirea din carcasa spirală a fost calculată cu formula:

$$\varepsilon_{p5s} = \frac{p_{5s} (CFD) \cdot 100}{p_{5s} (Măsurat)} - 100 \quad (4.1)$$

în care  $p_{5s}$  (*Măsurat*) reprezintă presiunea statică măsurată în cadrul testărilor experimentale a suflantei ESC10, valoarea acesteia fiind prezentată în Tabelul 4.1.

Valorile calculate prin simulările numerice CFD sunt foarte apropiate de cele obținute prin experimente (erorile în termeni de presiune statică la ieșirea din suflantă sunt sub 2,5%, deci sunt considerate ca și acceptabile în tehnică), ceea ce indică faptul că rezultatele sunt valide. Mai mult decât atât, ecuațiile teoretice RANS prezic cu o acuratețe ridicată fenomenele de curgere din interiorul turbomașinii testate.

Cu alte cuvinte, simulările din capitolul actual au fost făcute fără erori semnificative, și au fost validate cu măsurătorile experimentale, modul de simulare fiind identic cu cel din capitolul precedent. În acel capitol (*Capitolul 3*) s-au folosit:

- același program de rezolvare a ecuațiilor de curgere;
- aceleași condiții la limită;
- același tip de interfață între subdomeniile de calcul;
- același model de turbulență;
- rețele de calcul asemănătoare.

Toate acestea ne sugerează că și simulările efectuate în *Capitolul 3* sunt valabile și prezic cu precizie ridicată performanțele suflantei centrifugale studiate.

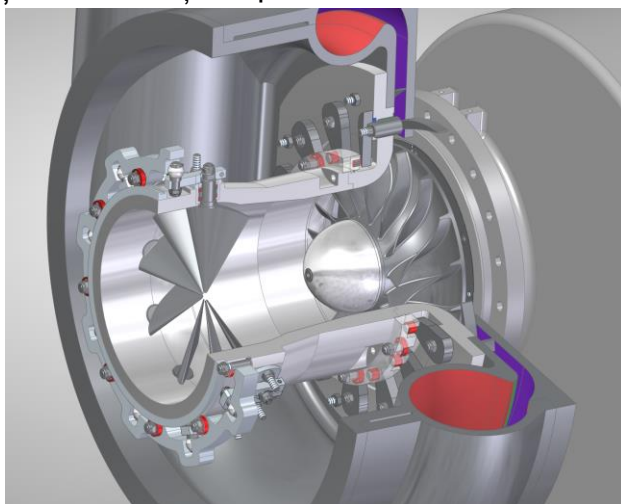
## **CAPITOLUL 5. Mecanisme de reglare ale unghiurilor de așezare al paletelor de statoare**

Regimul de lucru al turbosuflantelor din treapta biologică (din stațiile de epurare) este modificat mereu, iar principalul parametru este chiar cantitatea de oxigen cerută de proces. Astfel, modificarea valori debitului de aer injectat în bazine trebuie să se facă rapid cu condiția esențială a managementului eficient energetic prin menținerea randamentului la valori maxime.

Mecanismele de reglare a unghiurilor de așezare ale paletelor de SAR și SPR sunt esențiale în asigurarea unui control precis asupra schimbării și menținerii unei anumite incidențe a paletelor, fapt ce conduce, per total, la funcționarea eficientă a unității de comprimare.

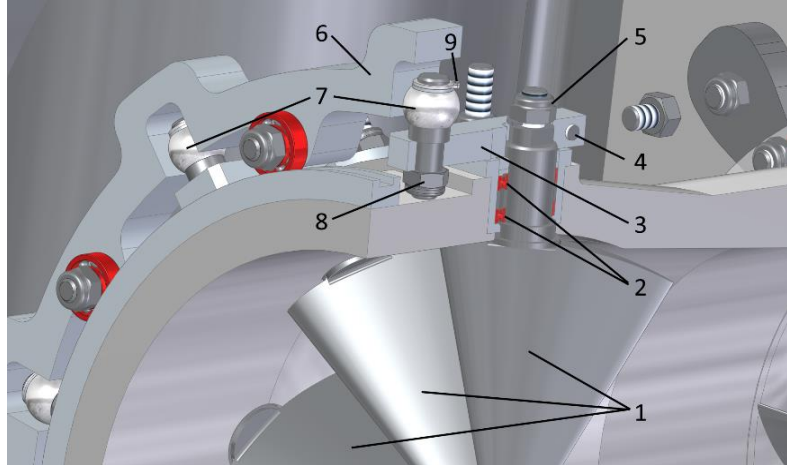
### **5.1. Mecanismul de acționare al statorului anterotoric**

Paletele de SAR sunt acționate prin intermediul unui sistem de pârghii și inele, care permit rotirea acestora în jurul axului lor longitudinal. Prin rotirea acestora, se poate controla poziția lor față de liniile de curent, ceea ce conduce la reglarea cantității de aer care intră în mașină. În figurile 5.1 – 5.3 este prezentat un astfel de mecanism de control stabil al mișcării de rotație al paletelor de SAR.

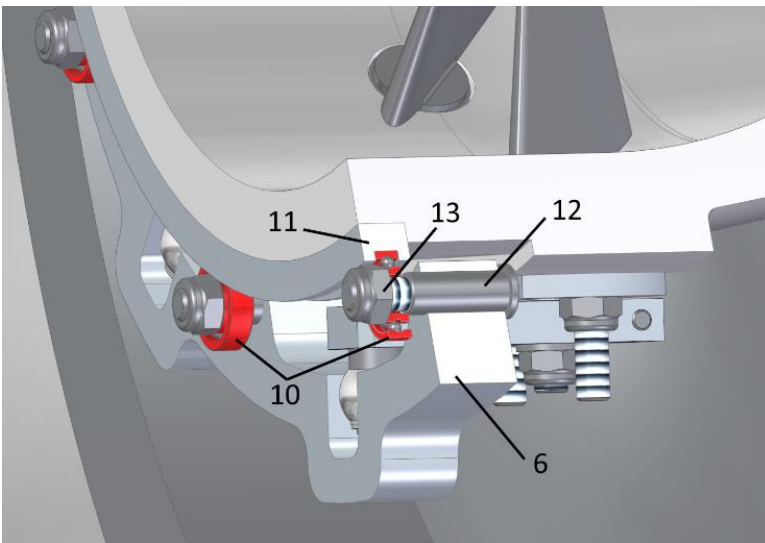


*Fig. 5.1 Mecanism de reglare a unghiului de așezare al paletelor de SAR [imagine generată de autor]*

Paletetele de SAR (1) din figura 5.2 sunt lăgăruite cu ajutorul rulmenților cu bile (2) și prezintă două fețe paralele (marcajul de poziționare al paletelor). Acestea asigură o poziționare corectă în timpul asamblărilor și menține o anumită orientare a paletelor față de întreg sistemul mecanic de reglaj. Pârghia (3) este fixată de marcajul de poziționare al paletei prin strângerea șurubului (4), iar deplasarea axială a paletei este oprită prin intermediul piuliței (5). Prin acționarea mișcării de rotație a inelului de reglare (6), bila sferică (7), care este fixată de pârghia (3) prin intermediul bulonului (8) și a inelului de siguranță (9), obține o mișcare de rotație în jurul axei paletetei de SAR.



*Fig. 5.2 Secțiune prin mecanismul de reglare al SAR, în care: 1 – palete SAR; 2 – rulmenți cu bile; 3 – pârghie; 4 – șurub; 5 – piuliță; 6 – inel de reglare; 7 – bilă sferică; 8 – bulon; 9 – inel de siguranță [imagine generată de autor]*



*Fig. 5.3 Secțiune prin mecanismul de reglare al SAR, în care: 6 – inel de reglare; 10 – rulmenți; 11 – inel de fixare; 12 – bulon; 13 – piuliță [imagine generată de autor]*

Inelul de reglare (6) din figura 5.3 are o mișcare de rotație în jurul axei suflantei, fiind mobil pe axa de rotație prin intermediul rulmenților cu bile (10), care se rotesc pe canalul existent în inelul de fixare (11). Elementele de legătură dintre componentele (6) și (11) sunt rulmenții (10), buloanele (12) și piulițele (13). Astfel, prin acționarea inelului de reglare (6) se poate schimba unghiul de înclinare al paletetei de SAR, asigurând același unghi de înclinare tuturor paletetei de SAR, singurele abateri unghiulare fiind cele provenite din toleranțele rezultate în urma prelucrărilor mecanice.



## 5.2. Mecanismul de reglare al statorului postrotoric

Mecanismul de acționare al paletelor de SPR este asemănător cu cel prezentat anterior, acționarea fiind făcută prin intermediul unui sistem de pârghii și inele care permit rotirea paletelor în jurul propriului lor ax de rotație. Prin rotirea acestora, se poate controla poziția lor în curentul de aer creat de rotorul centrifugal, ceea ce conduce la ajustarea presiunii de refulare care iese din mașină. În figurile 5.4 – 5.6 este prezentat un astfel de mecanism de control stabil al mișcării de rotație al paletelor de SPR.

Paletetele de SPR **(1)** din figura 5.5 sunt lăgăruite cu ajutorul bucșei de teflon **(2)** și prezintă două fețe paralele (marcajul de poziționare al paletelor).

Acestea asigură o poziționare corectă în timpul asamblărilor și menține o anumită orientare a paletelor față de întreg sistemul mecanic de reglaj.

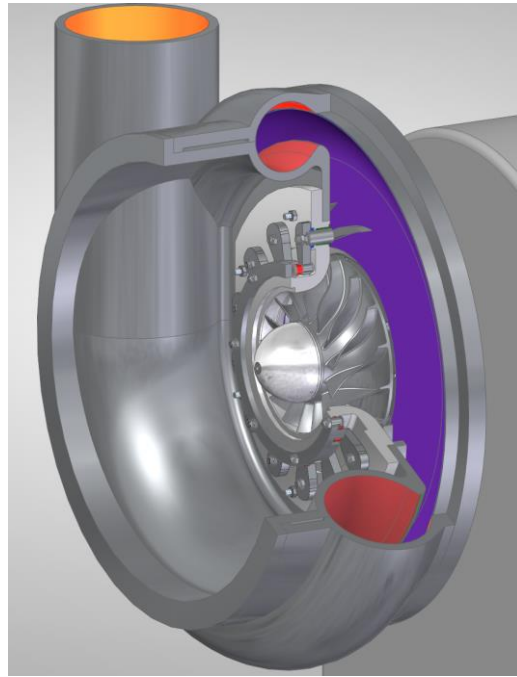
Pârghia **(3)** este centrată cu ajutorul marcajului de poziționare al paletetei, iar deplasarea axială a paletetei este oprită prin intermediul piuliței **(4)**.

Etanșarea din zona de trecere a paletetei se realizează cu ajutorul garniturii de etanșare **(5)**.

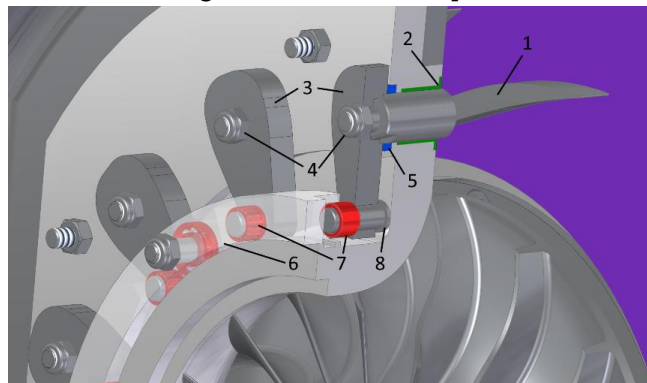
Prin acționarea mișcării de rotație a inelului de reglare **(6)**, rulmentul cu ace **(7)**, care este fixat de pârghia **(3)** prin intermediul bulonului **(8)**, obține o mișcare de rotație cu centrul de rotație în jurul axei paletetei de SPR.

Inelul de reglare **(6)** din figura 5.6 are o mișcare de rotație în jurul axei suflantei, fiind mobil pe axa de rotație prin intermediul rulmenților cu bile **(9)**, care se rotesc pe canalul existent în discul contra-rotor **(10)**.

Elementele de legătură dintre componentele **(6)** și **(10)** sunt rulmenții cu bile **(9)**, buloanele **(11)** și piulițele **(12)**. Astfel, prin acționarea inelului de

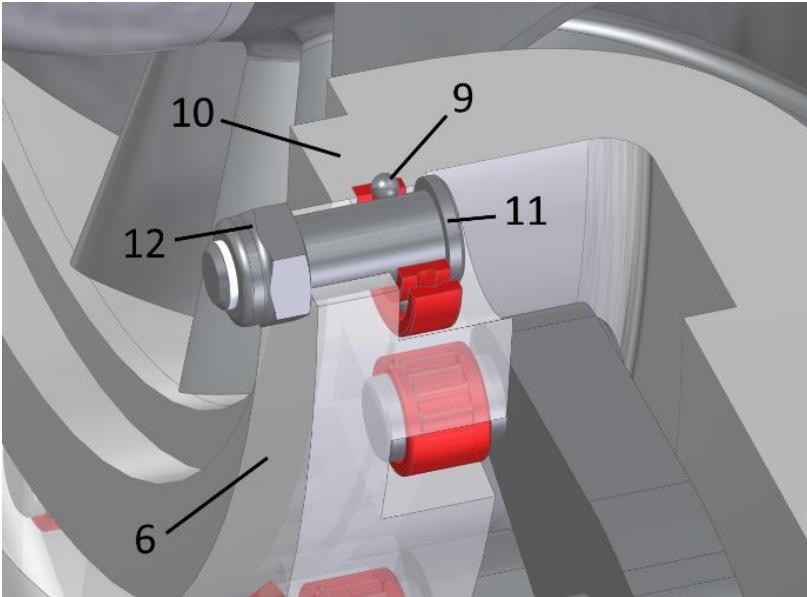


*Fig. 5.4 Mecanism de reglare a unghiului de așezare al paletelor de SPR [imagine generată de autor]*



*Fig. 5.5 Secțiune prin mecanismul de reglare al SPR, în care: 1 – paletă SPR; 2 – bucșă teflon; 3 – pârghie; 4 – piuliță; 5 – garnitură etanșare; 6 – inel de reglare; 7 – rulment cu ace; 8 – bulon [imagine generată de autor]*

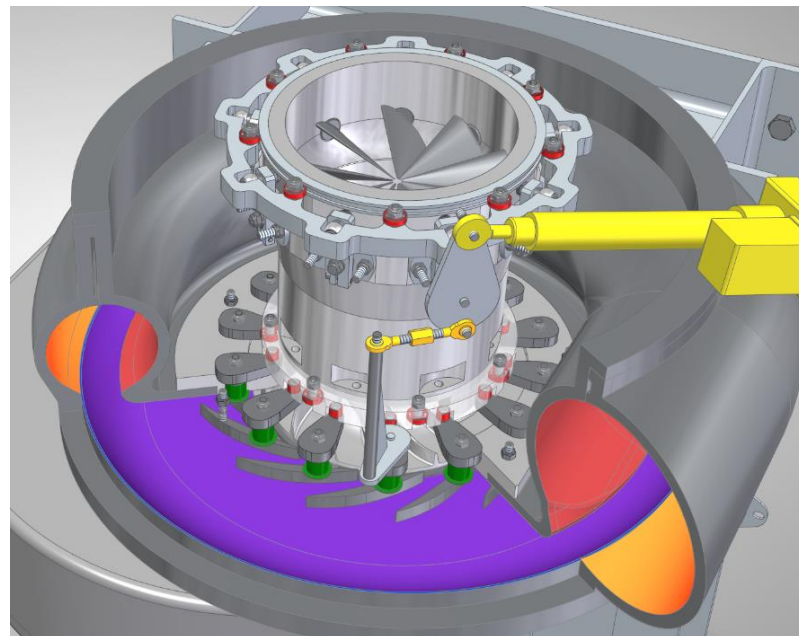
reglare **(6)** se poate schimba unghiul de înclinare al paletelor de SPR, asigurând același unghi de înclinare a tuturor paletelor, singurele abateri unghiulare fiind cele provenite din toleranțele rezultate în urma prelucrărilor mecanice. Fiind construite într-o clasă ridicată de precizie, componentele mecanice asigură erori mici, iar diferențele unghiulare între palete pot fi considerate ne semnificative.



*Fig. 5.6 Secțiune prin mecanismul de reglare al SPR, în care: 6 – inel de reglare; 9 – rulment; 10 – disc contra-rotor; 11 – bulon; 12 – piuliță [imagine generată de autor]*

### **5.3. Mecanismul integrat de reglare al statorului anterotoric și postrotoric**

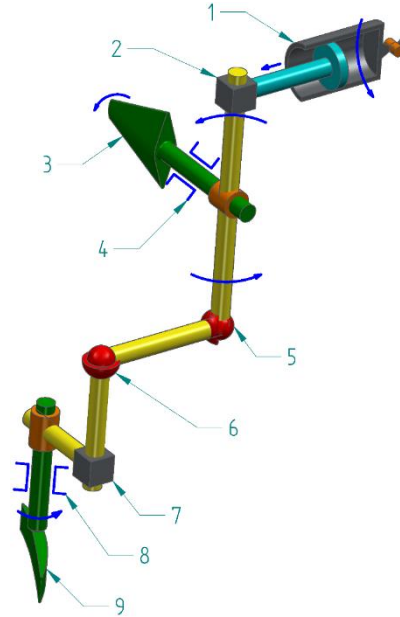
Odată cunoscute curbele de dependență a unghiului paletelor de SPR în funcție de unghiul paletelor de SAR obținute prin încercări experimentale sau prin simulări numerice de tip CFD, se poate dezvolta un mecanism intermediar (figura 5.7), care oferă o lege strictă de dependență a celor două unghiuri, cu scopul utilizării unui singur punct de comandă (un singur actuator).



*Fig. 5.7 Mecanism integrat de control al mișcărilor paletelor celor două statoare [imagine generată de autor]*

Mecanismul din figura 5.7 permite schimbarea unghiului de așezare al paletelor de SPR odată cu schimbarea unghiului de așezare al paletelor de SAR prin intermediul unui singur actuator liniar.

În figura 5.8 este prezentată schema cinematică a mecanismului în care sunt enumerate componentele acestuia. Funcționarea acestui sistem este relativ simplă, la comandarea actuatorului liniar (1), paleta de SAR (3) preia o mișcare de rotație în jurul propriei axe. Cuplele sferice (5) și (6) permit continuarea mișcării printr-o mișcare compusă de tip plan paralel. Întrucât cupla cilindrică (7) permite mișcarea de rotație doar pe o axă, paleta de SPR (9) obține o mișcare de rotație în jurul propriei axe.



*Fig. 5.8 Schema cinematică a mecanismului, în care 1 – actuator liniar; 2 și 7 – cuple cilindrice; 3 – paletă SAR; 4 – lagăr SAR; 5 și 6 – cuple sferice; 8 – lagăr SPR; 9 – paletă SPR [imagine generată de autor].*

Prin dimensionarea lungimii pârghiei SAR ( $L_{SAR}$ ), a ansamblului cuplelor sferice ( $L_{CS}$ ) și a pârghiei SPR ( $L_{SPR}$ ) și neglijând efectul produs de mișcarea cuplelor sferice

pe a treia direcție (întrucât erorile induse vor fi sub 1%), se poate calcula legea de reglare pe care o are mecanismul integrat, adică variația unghiului paletelor de SPR în funcție de variația unghiului paletelor de SAR, cu ajutorul formulelor (5.1) – (5.4), conform [11].

Se va impune unghiul de rotire al paletelor de SAR. Pentru a acoperi toată plaja de funcționare a reglării eficiente, mecanismul trebuie să permită reglarea statorului anterotoric de la -35 de grade la +90 de grade, adică să aibă o cursă totală de minim 125 grade. Deci:

$$\alpha_{SAR} = [-35^\circ, -34^\circ, -33^\circ, \dots, +90^\circ] \quad (5.1)$$

Unghiul de așezare al paletelor de SPR va fi:

$$\alpha_{SPR} = \arcsin \left( \frac{\sin(C_1) \cdot \sqrt{L_{SPR}^2 + \left( L_{CS} - \sqrt{L_{CS}^2 - 2 \cdot L_{SAR} \cdot L_{CS} \cdot \cos(C_2)} \right)^2}}{L_{SPR}} \right) \quad (5.2)$$

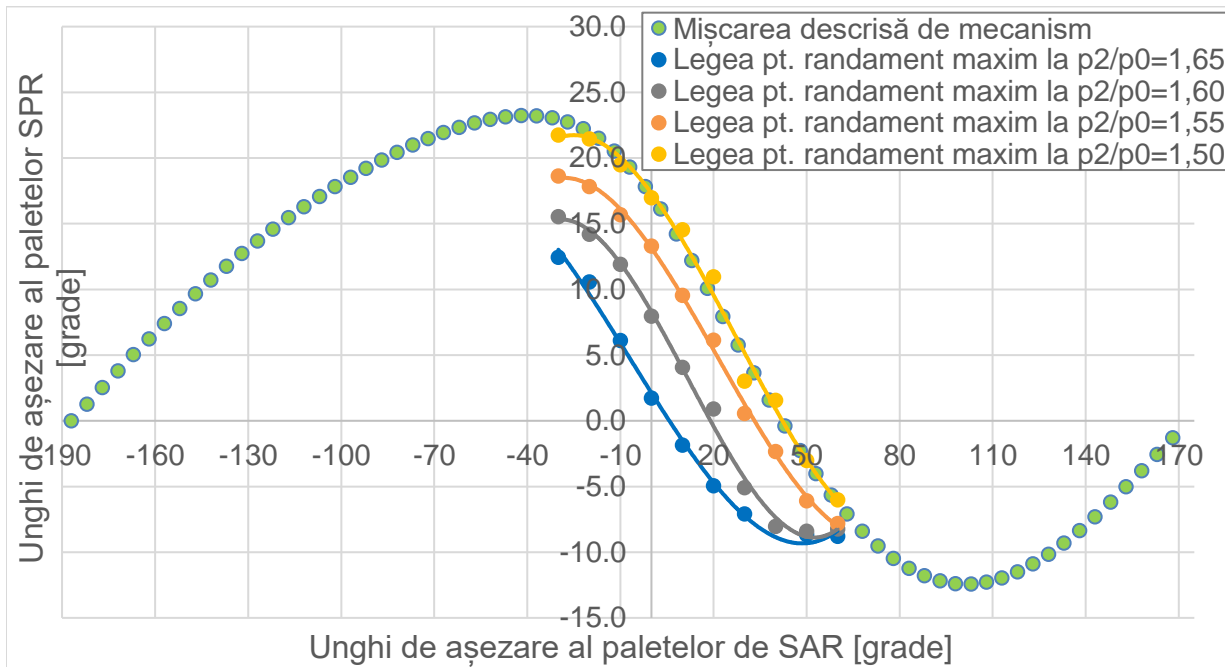
În care termenii  $C_1$  și  $C_2$  se pot calcula astfel:

$$C_1 = \arcsin \left( \frac{L_{CS} - \sqrt{L_{CS}^2 - 2 \cdot L_{SAR} \cdot L_{CS} \cdot \cos(C_2)}}{\sqrt{L_{SPR}^2 + \left( L_{CS} - \sqrt{L_{CS}^2 - 2 \cdot L_{SAR} \cdot L_{CS} \cdot \cos(C_2)} \right)^2}} \right) \quad (5.3)$$

$$C_2 = \arcsin \left( \frac{\sqrt{2 \cdot L_{SAR}^2 \cdot (1 - \cos(\angle SAR)) \cdot \sin \left( 180 - \frac{\angle SAR}{2} \right)}}{L_{CS}} \right) - \angle SAR + 90 \quad (5.4)$$

Modificând parametrii la valorile  $L_{SAR} = 41$  mm,  $L_{SPR} = 160$  mm și  $L_{CS} = 90$  mm, mișcarea descrisă de mecanism devine cea prezentată în figura 5.9 (punctele de culoare verde). Celelalte curbe prezente în grafic sunt chiar curbele de reglare eficientă, prezentate în figura 3.10, care urmăresc menținerea unei presiuni de refulare constantă la schimbarea debitului și păstrarea randamentului de funcționare maxim, fără a fi necesară modificarea turației de lucru.

Se observă că potrivirea dintre cele două curbe (mișcarea descrisă de mecanism și legea de reglare pentru randament maxim la raportul presiunilor de 1,5) este una bună, micile abateri regăsindu-se la capătul cursei, în cazul de față, la rotirea paletelor de SAR la -30 grade, abaterea unghiulară a SPR este de 1,2 grade.

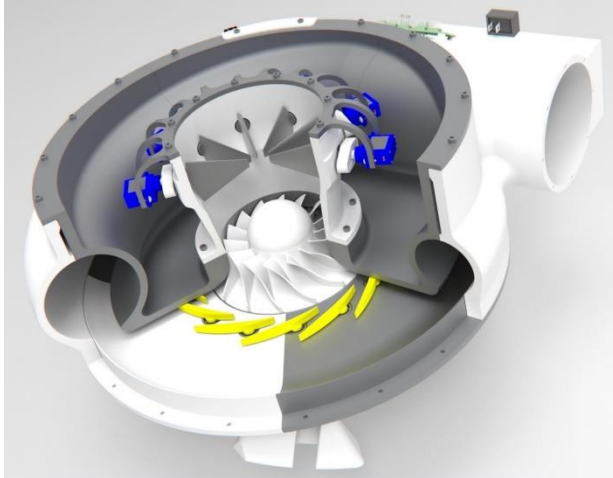


*Fig. 5.9 Mișcarea descrisă de mecanism adaptată pentru o reglare eficientă a unghiurilor statoarelor pentru creșterea de presiune de ~1,5 bara [imagine autor]*

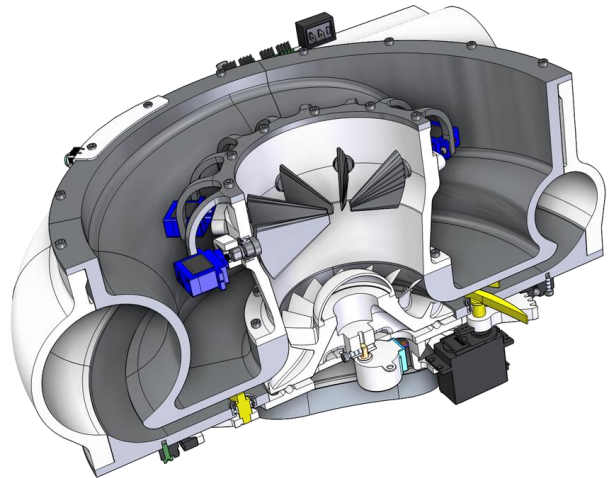
#### **5.4. Macheta de prezentare al principiului de funcționare al statoarelor care intră în componența turbosuflantelor**

Așa cum este menționat și în capitolele anterioare, suflantele centrifugale sunt utilizate la scară largă, într-o varietate de domenii. În cadrul acestui subcapitol este prezentată o machetă care ilustrează secțiunea prin componentele aerodinamice ale turbosuflantei TS 6000 (debit nominal 6000 Nm<sup>3</sup>/h), suflantă care va avea aplicabilitate în stațiile de epurare a apelor uzate.

În figura 5.10 este prezentat modelul 3D al machetei TS 6000, realizat la scara 1:2. Întreaga machetă are la bază componentele reale ale suflantei adaptate pentru a putea fi realizate fizic, cu ajutorul metodelor de fabricare aditivă (printare 3D utilizând imprimantele de tip FDM – „*Fused Deposition Modeling*”).



*Fig. 5.10 Modelul 3D al machetei suflantei TS 6000 [imagine generată de autor]*



*Fig. 5.11 Secțiune prin modelul 3D al machetei [imagine generată de autor]*

Macheta turbosuflantei prezentate în continuare poate aduce următoarele beneficii:

- conduce la înțelegerea mult mai bună a funcționării celor două statoare în timpul reglării debitului (se observă sensul de rotire atât a rotorului centrifugal cât și a SAR și SPR);
- prezintă dimensiunile constructive și de gabarit a tuturor componentelor active ale turbosuflantelor;
- arată o soluție mecanică constructivă de reglare simultană a tuturor paletelor care intră în componența SPR;
- ilustrează soluțiile și adaptările realizate prin proiectare pentru asigurarea fabricării cu succes a tuturor componentelor din care este fabricată macheta.

Figurile 5.11 și 5.12 prezintă secțiuni prin modelul 3D al machetei care arată și explică în detaliu sistemele de prindere și acționare ale componentelor rotative.

În principal, carcasa spirală care intră în componența machetei este proiectată pentru a putea oferi o vizualizare asupra canalului interior de curgere, dar în același timp prezintă și adaptările care permit montarea suporturilor, a motoarelor, a bateriei și a componentelor electronice.

Datorită metodei de realizare (printare 3D), toate diametrele de centrare au fost înlăturate și înlocuite, centrarea fiind realizată prin intermediul găurilor de șuruburi. De asemenea, jocurile componentelor rotative au fost majorate pentru a elimina riscul unei funcționări cu frecare. Pentru păstrarea unei secțiuni simple, acționarea paletelor SAR se realizează individual, cu ajutorul servomotoarelor SG90 conectate la modulul PCA9685. Acest modul permite comanda și acționarea tuturor motoarelor în același timp.

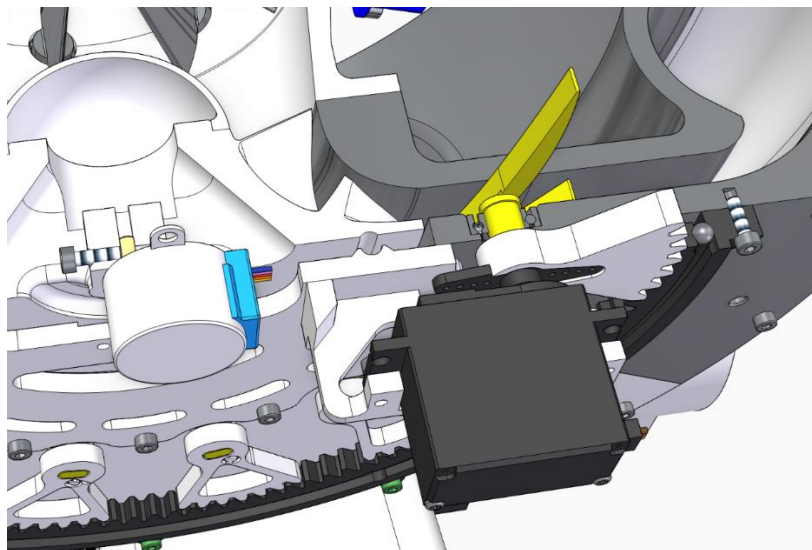
Paletetele sunt lăgăruite prin intermediul rulmenților cu bile de tip 688ZZ, iar poziția lor în canalul de curgere este dirijată întotdeauna de cele două suprafețe paralele prevăzute la capătul de arbore.

Toate servomotoarele sunt fixate de carcasa principală printr-un element de legătură flexibil, care poate prelua toate abateri rezultate din procesul de printare 3D.

Rotorul centrifugal este fixat de carcasa principală prin intermediul motorului pas cu pas 28BYJ-48, motor care primește comenzi prin driverul ULN2003. Astfel, atât sensul de rotație, cât și turația pot fi controlate pe cale digitală.

Din cauza dimensiunii mici pe care o are arborele motorului, la asamblarea finală, abaterile unghiulare pot lua valori foarte ridicate. În scopul anticipării unei rotiri dezaxate, atât rotorul, cât și piesa de legătură din spatele discului principal prezintă o cale de rulare pentru bile de rulment care poate să compenseze abaterile unghiulare posibile produse în urma unui montaj strâmb.

Coiful rotorului este elementul care ghidează aerul existent din centrul axei de rotație a rotorului, iar fixarea acestuia de ansamblu este realizată prin strângere.

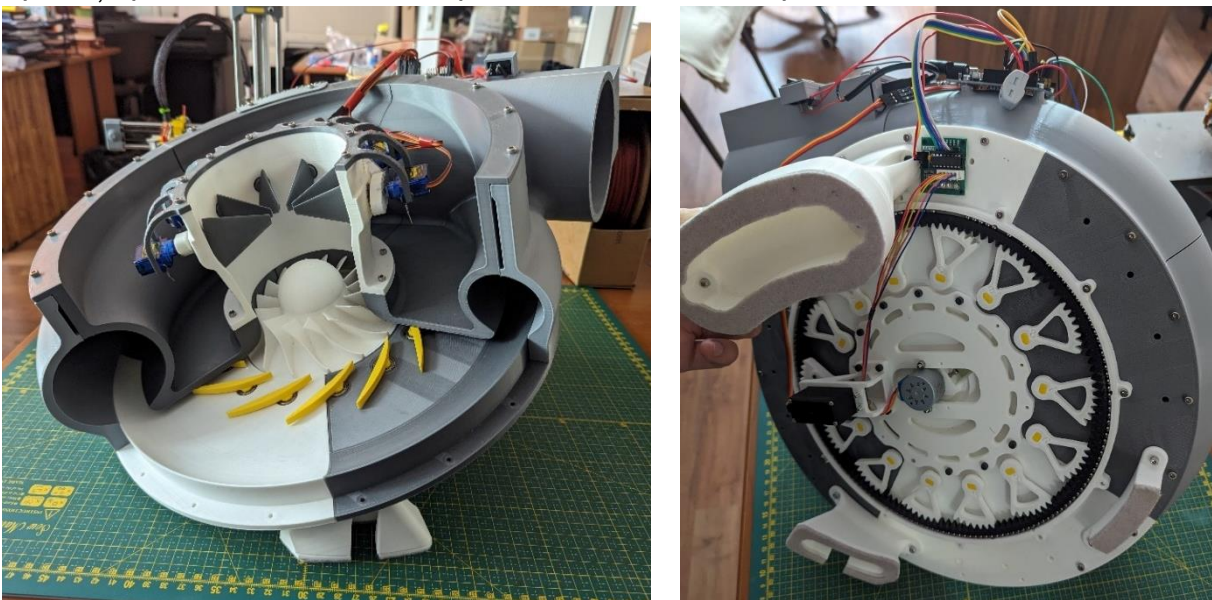


*Fig. 5.12 Detaliul din zona SPR  
[imagine generată de autor]*

Paletetele SPR, prezentate în detaliu în figura 5.12, sunt acționate simultan prin intermediul mecanismului de reglare format din sectoare de roți dințate ghidate de coroana dințată. Aceasta este fabricată pe interior cu dinți evolventici, iar pe exterior cu un canal de rulare, canal care este existent și pe contra-piesa de legătură. Bilele introduse în canalul rezultat asigură permanent jocul necesar dintre carcasă și elementele mecanice dințate.

Acționarea tuturor paletelor se realizează cu ajutorul unui singur servomotor, de tipul SG5010, care este conectat la același modul pe care îl folosesc și servomotoarele care acționează paletetele SAR. Pentru reducerea numărului de elemente din care macheta este realizată, rulmenții utilizați în lăgăruirea paletelor SPR au fost de același tip cu cei folosiți și în cazul statorului anterotic.

De asemenea, a fost abordată fixarea prin strângere ușoară dintre sectoarele de roți dințate și paletetele SPR, poziționarea fiecărei paletete fiind făcută cu ajutorul a două suprafețe paralele existente la capătul arborelui fiecărei paletete.



*Fig. 5.13 Modelul printat și asamblat a machetei suflantei TS 6000 la scara 1:2  
[imagine autor]*

În figura 5.13 este arătată macheta funcțională, printată și asamblată, a turbosuflantei TS 6000 la scara 1:2. Dimensiunile de gabarit ale acesteia sunt 411x386x272.

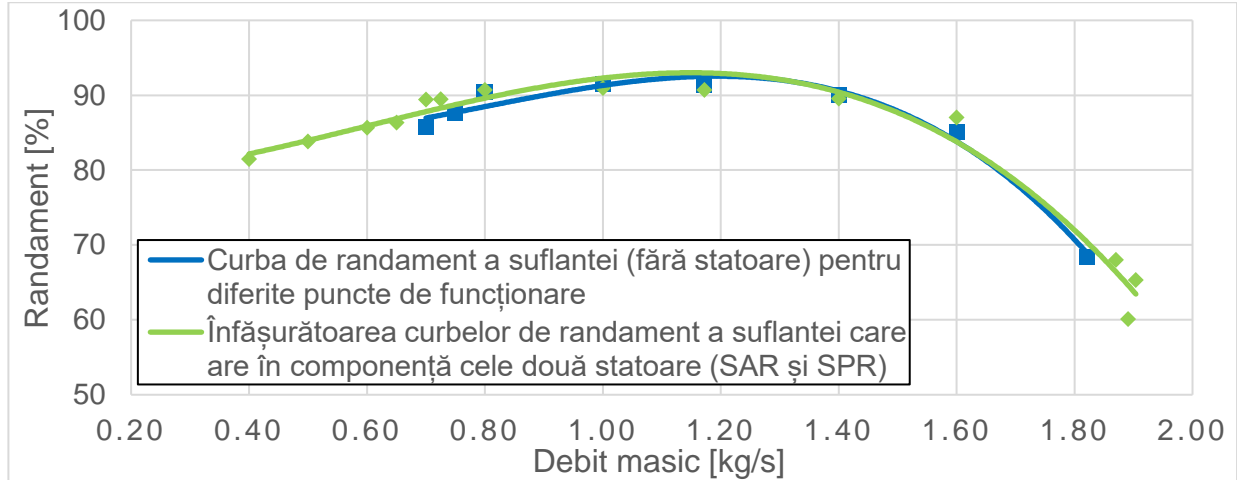
## **CAPITOLUL 6 Eficiența energetică a suflantelor centrifugale utilizate în stațiile de epurare a apelor uzate**

Se cunoaște faptul că suflantele centrifugale utilizate în stațiile de epurare a apelor uzate au cerința esențială de a funcționa fără oprire ani la rând, excluzându-se perioadele scurte de mentenanță. Astfel, randamentul este un factor extrem de important, el regăsindu-se de fiecare dată în facturile de energie electrică, iar spre exemplu, impactul unui singur procent de randament în minus pentru o suflantă centrifugală de 100 kW aduce un consum în plus de minim 1 kW pe oră, ceea ce se transformă inevitabil într-o risipă de energie de peste 8760 kW pe an.

În stațiile de epurare ale apelor uzate, debitul necesar fluctuează în permanență (figurile 1.4 și 1.5), iar valoarea acestuia este dată de senzorul de oxigen montat în bazinele de aerare. În anumite zone geografice, acest parametru variază foarte mult de la un sezon la altul (spre exemplu: debitul de aer necesar în stațiile de epurare din localitatea Constanța se poate dubla în timpul verii).

Figura 6.1 prezintă comparația dintre randamentele obținute la schimbarea debitului pentru suflanta simplă, fără statoare (figura 3.4) și înfășurătoarea tuturor curbilor de randament obținute și prezentate în figurile 3.8 și 3.9, care iau în calcul

modificarea parametrilor de funcționare cu ajutorul statoarelor. Se observă faptul că prin reglarea statoarelor se poate lărgi domeniul stabil de funcționare (debitul poate fi redus de la 0,7 kg/s la 0,4 kg/s, iar la polul opus debitul poate fi majorat ușor de la 1,822 kg/s la 1,904 kg/s).



*Fig. 6.1 Comparația dintre cele două curbe caracteristice de randament, obținute la turație constantă [imagine autor]*

Figura 6.1 scoate în evidență faptul că utilizarea suflantei fără statoare aduce randamente mai bune în punctul nominal, dar în alte puncte de funcționare, atât valoarea randamentului, cât și domeniul stabil de funcționare se măresc la modificarea parametrilor de lucru cu ajutorul celor două statoare.

Astfel, chiar dacă în punctul nominal de funcționare (1,172 kg/s), diferența dintre randamente este de 0,63% în favoarea utilizării turbomașinii fără statoare, la subdebite (debitul de 0,7 kg/s), creșterea de randament ajunge la 3,61% în favoarea reglării cu cele două statoare, iar la capătul opus, respectiv la supradebite (1,822 kg/s), creșterea rezultată este de 3,05%. De asemenea, domeniul de reglare al debitului a fost lărgit cu încă 25,6% pentru subdebite și cu 7% pentru supradebite (raportat la debitul nominal).

Deoarece în aplicațiile de epurare ale apelor uzate debitele trebuie reglate frecvent, în valori procentuale destul de mari, la păstrarea presiunii de refulare constantă, prin utilizarea statoarelor anterotoric și postrotoric, randamentele de funcționare sunt foarte mari în aproape toate punctele de funcționare și se menține în același timp puterea consumată la valori minime. Prin urmare, cea mai bună și eficientă metodă de reglare a debitului turbosuflantelor utilizate în aceste aplicații rămâne folosirea celor două statoare.

### **Concluzii Generale**

În cadrul prezentei teze de doctorat, autorul a pus accentul pe studierea aprofundată a suflantelor centrifugale de înaltă presiune, cu scopul principal de creștere a eficiențelor energetice ale turbomașinilor existente prin dotarea acestora cu palete profilate aerodinamic, montate în amonte și aval de rotor.



Originalitatea lucrării constă în identificarea și trasarea legii de corelare dintre cele două statoare (statorul anterotoric și statorul postrotoric), astfel încât debitul să fie ajustat eficient (menținerea randamentului de funcționare la cele mai înalte nivele) la păstrarea aceleiași turații și presiuni de refulare.

Lucrarea începe prin analizarea articolelor și lucrărilor științifice existente în spațiul academic și științific, după care prezintă aspecte cu privire la tipurile de suflante existente, detaliază construcția turbosuflantelor și arată modalitățile de creștere a randamentelor de funcționare.

S-a demonstrat că la debite mai mici sau mai mari decât cel de referință (punctul în care nu apar desprinderi), în curgere apare o prerotire în sensul (la debite mai mici) sau contrar sensului de rotire (la debite mai mari) al rotorului, dată de componenta tangențială a vitezei (unghiul de curgere al vitezei relative  $\beta_1$  se modifică). Prin schimbarea unghiului  $\beta_1$  al curgerii la subdebite vor apărea întotdeauna desprinderi pe intradosul profilului paletei, iar la supradebite vor apărea desprinderi pe extradosul profilului paletei.

Pentru creșterea eficienței energetice, unghiul SAR trebuie modificat astfel încât unghiul  $\beta_1$  al curgerii de intrare în rotor să fie apropiat sau egal cu unghiul geometric  $\beta_1$  pe care îl are rotorul centrifugal dobândit prin procesul de fabricare. La ieșirea din rotor, fluidul capătă unghiul de curgere  $\alpha_2$ , unghi care descrie poziția paletelor de SPR, astfel încât randamentul să fie maxim. În cazul în care SPR nu este poziționat pe direcția de curgere dată de unghiul vitezei absolute  $\alpha_2$ , de-a lungul profilului aerodinamic pot apărea desprinderi atât pe intrados, cât și pe extrados, ceea ce conduce la penalități în termeni de randament și sarcină.

Pentru detalierea fenomenelor care se petrec în interiorul turbomașinilor, a fost concepută o metodologie de calcul pentru dezvoltarea suflantelor, metodică exemplificată prin proiectarea unei suflante care vehiculează un debit de 3500 normal m<sup>3</sup>/h (1,172 kg/s) la un grad de comprimare de 0,6.

Utilizând noile softuri și metode de calcul bazate pe ecuațiile de curgere Navier-Stokes, s-a reușit îmbunătățirea rotorului calculat și generarea paletelor celor două statoare.

De asemenea, au fost realizate simulări numerice de tip CFD prin ansamblul format de rotor și cele două tipuri de statoare, iar cu ajutorul acestora s-au putut ridica curbele caracteristice ale turbosuflantei. S-a evidențiat faptul că prin utilizarea SAR și a SPR, plaja de funcționare stabilă a mașinii paletate centrifugal s-a lărgit considerabil, păstrând în același timp randamente ridicate în marea majoritate a punctelor de funcționare.

Contribuțiile originale prezentate în *Capitolul 3* constau în obținerea legilor de variație dintre cele două statoare pentru controlul eficient al debitului la păstrarea aceleiași turații și presiuni de refulare. Pe de o parte, legea de reglare variază odată cu

modificarea presiunii de refulare, iar pe de altă parte păstrează aceeași alură a curbei la modificarea acestui parametru.

Prin compararea rezultatelor obținute pe instalația experimentală prezentată în *Capitolul 4* cu rezultatele obținute din simulările numerice, s-au putut valida cu succes toate simulările de tip CFD existente în lucrare. Erorile dintre aceste rezultate au fost de maxim 2,5%.

Plecând de la legea de corelare dintre cele două statoare, a fost proiectată și prezentată o soluție mecanică fezabilă de reglare a celor două statoare. Mecanismul dezvoltat poate fi utilizat atât pentru reglarea independentă a celor două statoare, cât și pentru reglarea combinată (unghiul paletelor de SPR este dictat de poziția paletelor de SAR).

Prin analiza randamentelor obținute de-a lungul lucrării, s-au expus beneficiile asociate cu modernizarea suflantelor existente prin adăugarea celor două statoare, și anume s-a obținut lărgirea domeniului stabil de funcționare cu 26,6% la subdebite și cu 7% la supradebite. De asemenea, randamentele au putut crește cu până la 3,61% în anumite puncte de funcționare.

În concluzie, această teză aduce contribuții semnificative în domeniul turbomașinilor, prezentând modalități de creștere a eficienței energetice a suflantelor centrifugale prin dezvoltarea unui sistem integrat de reglare continuă a debitului cu menținerea cvasiconstantă a randamentului.

### **Contribuții Originale**

Autorul prezentei lucrări de doctorat expune rezultatele obținute în scopul creșterii eficienței energetice a suflantelor centrifugale de înaltă presiune prin lucrările publicate în perioada de elaborare a tezei [11], [12], [13].

Teza urmărește mai multe aspecte care conduc la creșterea randamentelor și menținerea lor la nivele înalte, iar printre cele mai importante contribuții aduse se pot enumera:

1. Lucrarea începe prin sintetizarea celor mai importante articole și lucrări științifice din domeniul compresoarelor și a suflantelor centrifugale. Această parte a lucrării aduce o perspectivă complexă asupra componentelor aerodinamice și prezintă modalitățile de creștere a randamentelor de funcționare ale turbomașinilor.
2. Dezvoltarea unei metodici de calcul pentru predimensionarea componentelor aerodinamice principale, rotorul centrifugal și carcasa spirală. Prin parcurgerea mersului de calcul se pot proiecta turbosuflante cu randamente ridicate și în același timp, se pot estima performanțele aduse.
3. Utilizând noile metode de proiectare și verificare (bazate pe simulări numerice de curgere), au fost generate și îmbunătățite elementele principale ale unei suflante centrifugale, și anume: rotorul centrifugal, paletele de stator anterotoric și paletele de stator postrotoric. Originalitatea tezei constă în numărul ridicat de simulări

numerice de tip CFD efectuate în vederea obținerii unei legi matematice de corelare între cele două statoare (SAR și SPR), astfel încât debitul să poată fi reglat eficient, adică randamentul de funcționare să fie maxim la păstrarea aceleași presiuni de refulare.

4. Cu ajutorul simulărilor numerice s-au trasat curbele caracteristice și cu acestea s-a demonstrat că plaja de funcționare stabilă a suflantei simulate a fost lărgită prin introducerea statorului anterotoric și a celui postrotoric în componența acesteia.
5. A fost prezentat standul de testare pentru o turbosuflantă care beneficiază de control precis al debitului (are în componență ambele statoare) și cu ajutorul acestuia s-au putut trasa curbele caracteristice și legea de reglare a celor două statoare pentru funcționarea cu randamente maxime la modificarea debitului și păstrarea presiunii  $p_2$  constante.
6. În scopul creării unui mecanism de reglare a unghiurilor celor două statoare, au fost concepute și prezentate soluții constructive de sisteme mecanice, care permit rotirea paletelor de SAR și SPR atât independent (acționarea statoarelor se face independent, utilizând două actuatore separate), cât și combinat (mecanismul permite mișcarea ambelor statoare printr-un singur actuator).
7. A fost proiectată și executată o machetă a unei turbosuflante la scara 1:2, folosind noile tehnologii de fabricare aditivă (printare 3D), prin care este expusă în detaliu funcționarea turbomașinilor, dar în același timp, se validează și soluțiile mecanice și electronice alese pentru acționarea componentelor aerodinamice.
8. A fost efectuată o analiză detaliată care prezintă avantajele utilizării metodei de reglare a debitului suflantelor centrifugale destinate stațiilor de epurare ale apelor uzate cu ajutorul celor două statoare, în favoarea altor metode de reglare.

### **Perspective de Dezvoltare Ulterioară**

Domeniul unităților de comprimare, în special a suflantelor și a compresoarelor centrifugale, este în continuă dezvoltare. Odată cu introducerea pe piață a noilor metode de calcul și verificare bazate pe simulări numerice de tip CFD, randamentele actuale ale turbomașinilor au ajuns la nivele foarte ridicate, apropiate de cele posibil maxime.

Perspectivile de viitor au în vedere mai degrabă proiectarea și implementarea unităților de comprimare într-un sistem în care prioritatea este reprezentată de economisirea la maximum a energiei consumate.

Noile tipuri de suflante centrifugale sunt reprezentate de mașinile care nu mai au nevoie de multiplicator de turație, rotorul centrifugal fiind montat direct pe axul motoarelor (motoare cu magneți permanenți de înaltă turație). Aceste tipuri de motoare furnizează atât turația, cât și cuplul necesar, iar forțele axiale și radiale dezvoltate de greutatea rotorului și de aerodinamica acestuia sunt preluate de lagărele aerodinamice incorporate în motor. Prin această soluție, se elimină complet partea de multiplicator de turație (care cuprinde: roți dințate, ulei, pompe, filtre etc.), crescând totodată și randamentul total,

deoarece se elimină randamentele mecanice apărute în urma frecărilor existente între componentele intermediare dintre motor și rotor.

### **Lista lucrărilor publicate**

#### Lucrări cotate ISI – publicate în jurnale

1. **Stănescu, T.**, Ușeriu, D. (2024). Performance Analysis Of Curved Shape On The Inlet Guide Vanes In Centrifugal Blowers. Aerospace Research in Bulgaria, vol. 36, doi: 10.3897/arb.v36.e13 [în curs de indexare]
2. Petrescu, V., Săvescu, C., **Stănescu, T.**, et al. (2024). Experimental Analysis of Twin Screw Compressor's Energetic Efficiency Depending on Volume Ratio. Engineering, Technology & Applied Science Research (ETASR), vol. 14, no. 2, doi: 10.48084/etasr.6425

#### Lucrări cotate ISI – susținute la conferințe

1. Vlăducă, I., Borzea, C., Vasile, M. L., **Stănescu, T.**, et al. (2021). Automation Control System for Naval Propulsion Retrofitting. 2021 International Conference on Applied and Theoretical Electricity (ICATE), Craiova, Romania, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICATE49685.2021.9465065
2. Salze, E., Gea-Aguilera, F., Buszyk, M., **Stănescu, T.**, et al. (2024). Noise Reduction Of Aero-Engines Using Innovative Stators With Leading Edge Features. 30th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference [acceptat spre publicare]

#### Lucrări cotate IEEE – susținute la conferințe

1. Isac, R., **Stănescu, T.**, Petrescu, V. (2023). Infrared Thermography - Extending Operating Life Of Natural Gas Compression Equipment With Screw Compressor. 11th International Conference on Energy and Environment (CIEM), București, România
2. **Stănescu, T.**, Petrescu, V., Isac, R., Presura-Chirilescu, E., et al. (2023). Performance Analysis of Centrifugal Blowers with Inlet Guide Vane Control under Different Inlet Conditions. 11th International Conference on Energy and Environment (CIEM), București, România
3. Petrescu, V., Tomescu, S., Vasile, E., **Stănescu, T.**, et al. (2023). The Influence of Clearances on Energy Efficiency in Screw Compressors. 11th International Conference on Energy and Environment (CIEM), București, România

#### Lucrări cotate BDI – publicate în jurnale

1. **Stănescu, T.**, Badea, G. P., Stan, N. D., Presură-Chirilescu, E. (2019). Analysis Of The Volumetric Efficiency Of The Blower Rotors With Lobes. TURBO, vol. VI (2019), no. 2
2. **Stănescu, T.**, Stan, N. D., Badea, G. P., Vasile, E., et al. (2020). Replacement Of Conventional Couplings With 3D Printed Couplings. TURBO, vol. VII (2020), no. 1
3. **Stănescu, T.**, Badea, G. P., Ciobotaru, D., Ușeriu, D. (2021). Integrated Mechanism For Simultaneous Adjustment Between Inlet Guide Vanes And Diffuser Vanes. TURBO, vol. VIII (2021), no. 1
4. Vlăducă, I., Nechifor, C. V., Vasile, M. L., **Stănescu, T.**, et al. (2022). Hydrogen Storage in Offshore Salt Caverns for Reducing Ships Carbon Dioxide Footprint. Technium, vol. 4, No. 9, pp. 1-11

5. Hank, A., Suci, C. P., Ușeriu, D., **Stănescu, T.**, et al. (2022). Design And Analysis Of Supersonic Turbine Rotor Blades. *TURBO*, vol. IX (2022), no. 1
6. Petrescu, V., **Stănescu, T.**, Vasile, E., Isac, R., et al. (2023). Theoretical And Experimental Research On The Pressure Variation In The Compression Chamber Of The Oil Injected Screw Compressor. *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, Vol. 85, Iss. 4

#### Brevete de invenție

1. Ușeriu, D., **Stănescu, T.** (2023) Cap De Imprimare Echipat Cu Un Radiator Bimetalic Cu Aplicație În Imprimantele Tridimensionale Cu Depunere De Material Termoplasic. Registratura OSIM: A/0076/ 28 NOV 2023.

#### **BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ**

- [1] \*\*\*Ansys, “Ansys Vista.” Accessed: Oct. 02, 2022. [Online]. Available: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-vista-tf>
- [2] \*\*\*Ansys, “Ansys Blademodeling.” Accessed: Oct. 02, 2022. [Online]. Available: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-blademodeler>
- [3] \*\*\*Cadence, “Numeca Fine Turbo.” Accessed: Oct. 02, 2022. [Online]. Available: <https://www.numeca.com/product/omnis-turbo-agile>
- [4] \*\*\*CFD Online, “Dimensionless wall distance (y plus).” Accessed: May 23, 2024. [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Dimensionless\\_wall\\_distance\\_\(y\\_plus\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Dimensionless_wall_distance_(y_plus))
- [5] Burger, G. *et al.*, “Modeling Aeration Performance for Energy Reduction,” *WEFTEC*, 2019.
- [6] Guo, W., Z. Zuo, J. Sun, H. Hou, Q. Liang, and H. Chen, “Experimental investigation on off-design performance and adjustment strategies of the centrifugal compressor in compressed air energy storage system,” *J. Energy Storage*, vol. 38, p. 102515, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102515>.
- [7] Huenteler, J., M. Yang, Y. Zhang, and T. Bamba, “Influence of the volute on the flow in a centrifugal compressor of a high-pressure ratio turbocharger,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 224, Dec. 2010, doi: 10.1243/09576509JPE968.
- [8] Jenkins, T., “Calculating Aeration Flow and Pressure Requirements,” in *Bower Vacuum Best Practices*, 2016.
- [9] Qingyi, S., C. Jian, and Z. Bo, “Performance prediction of centrifugal compressor based on a new volute loss model and corrected theoretical work,” *Energy Sci. Eng.*, vol. 11, no. 2, pp. 685–698, Feb. 2023, doi: <https://doi.org/10.1002/ese3.1354>.
- [10] Rasmussen, P. and R. Kurz, “Centrifugal Compressor Applications - Upstream And Midstream,” in *Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories*, 2009. doi: [doi.org/10.21423/R1664Q](https://doi.org/10.21423/R1664Q).
- [11] Stănescu, T., G.-P. Badea, D. Ciobotaru, D. Ușeriu, and G.-I. Bălan, “Integrated mechanism for simultaneous adjustment between inlet guide vanes and diffuser vanes,” *Turbo*, vol. VIII, pp. 51–57, 2021.
- [12] Stanescu, T., V. Petrescu, R. Isac, E. Presură-Chirilescu, D. Useriu, and G. Badea, “Performance Analysis of Centrifugal Blowers with Inlet Guide Vane Control Under Different Inlet Conditions,” in *11th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Oct. 2023, pp. 1–5. doi: 10.1109/CIEM58573.2023.10349772.
- [13] Stanescu, T. and D. Useriu, “PERFORMANCE ANALYSIS OF CURVED SHAPE ON THE INLET GUIDE VANES IN CENTRIFUGAL BLOWERS,” *Aerosp. Res. Bulg.*, vol. 36, pp. 147–156, Jan. 2024, doi: 10.3897/arb.v36.e13.