



UNIUNEA EUROPEANĂ

GUVERNUL ROMÂNIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI
ȘI PROTECȚIEI SOCIALE
AMPOSDRUFondul Social European
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale
2007-2013

OIPOSDRU

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
din BUCURESTI**FONDUL SOCIAL EUROPEAN****Investește în oameni!**

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Proiect POSDRU/88/1.5/S/61178 – Competitivitate și performanță în cercetare prin programe doctorale de calitate (ProDOC)

**UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA**Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor
Departamentul de Mecanică

Nr. Decizie Senat din

TEZĂ DE DOCTORAT*Contribuții teoretice și experimentale la studiul și proiectarea camerei spirale, statorului și aparatului director din componența turbinelor hidraulice**Theoretical and experimental research regarding the study and design of the spiral case, stay vane and wicked gate as components of the hydraulic turbines***Autor:** Ing. Daniel DAIA**COMISIA DE DOCTORAT**

Președinte	Prof. univ. dr. ing. Doina FRUNZĂVERDE	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat	Prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof. univ. dr. ing. Ilare BORDEAȘU	de la	Universitatea „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof. univ. dr. ing. Mircea Bărglăzan	de la	Universitatea „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof. univ. dr. ing. Constantin Viorel CÂMPIAN	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița

PREFATĂ

Prezenta teză de doctorat intitulată “*Contribuții teoretice și experimentale la studiul și proiectarea camerei spirale, statorului și aparatului director din componența turbinelor hidraulice*“ reprezintă o sinteză a activității de cercetare teoretică și experimentală efectuată de către autor în domeniul turbinelor hidraulice.

Teza include algoritmi originali pentru calculul cinematicii aparatelor directoare, implementați în programul „Cinematica AD”, program care calculează geometria profilelor simetrice și asimetrice și determină cinematica prin calcularea curbelor $a_o=f(\alpha)$ respectiv $a_o=f(S)$. Un capitol este rezervat pentru analiza structurală a camerelor spirale, efectuată pe trei variante de geometrii de cameră spirala și stator. Cercetările experimentale derulate în cadrul tezei au fost efectuate pe modele de turbină hidraulică respectiv pe un prototip industrial.

Teza debutează cu prezenta **Prefață**, cu un **Cuprins**, urmat de **Listă figuri**, **Listă tabele** și **Listă notații**.

Capitolul 1 sintetizează stadiul actual al cercetărilor în domeniu; după un scurt istoric axat pe evoluția turbinelor hidraulice, se prezintă o clasificare a turbinelor și se descriu părțile componente ale acestora. În continuare, se face o trecere în revistă a aplicațiilor de modelare tridimensională și de analiză structurală, instrumente utilizate în cadrul tezei: SolidWorks, Inventor, precum și a aplicațiilor specializate în analize de curgere CFD.

Capitolul 2 prezintă obiectivele tezei de doctorat.

Capitolul 3 prezintă rezultate originale elaborate de autor în cadrul tezei, care au urmărit realizarea următoarelor obiective: normalizarea mărimilor caracteristice ale profilelor simetrice și asimetrice utilizate la proiectarea aparatului director, elaborarea unui algoritm matematic în vederea calculului programat al caracteristicilor aparatului director $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profile standardizate simetrice și asimetrice, implementarea algoritmului și finalizarea unui program pe calculator în limbajul Python pentru calcului caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ și verificarea caracteristicilor calculate cu curbe experimentale și curbe rezultate din SolidWorks.

Capitolul 4 prezintă analize structurale efectuate pe trei variante de geometrii de cameră spirală și stator, derulate prin Centrul de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice (CCHAPT), din cadrul Universității „Eftimie Murgu” Reșița, pe baza cerințelor beneficiarului S.C. Hydro Engineering S.A., în vederea oferirii de soluții concrete pentru componente ale unor turbine hidraulice aflate în curs de proiectare: cameră spirală, stator. Aceste analize au urmărit determinarea comportării din punct de vedere al rezistenței a unor variante de soluții constructive ale acestor componente.

Capitolul 5 prezintă cercetările experimentale experimentale ale autorului tezei efectuate pe variante de modele, variante generate prin modificări ale componenelor: cameră spirală, stator, aparat director și rotor, urmărindu-se influența modificărilor asupra caracteristicilor energetice ale modelului. De asemenea au fost efectuate măsurători de tip probe index pe un prototip echipat cu turbine Francis, măsurători comparate cu valorile extrase din diagrama de exploatare, care au evidențiat coincidența curbelor $Q=f(a_o)$, la căderea analizată, ceea ce a confirmat similitudinea modelului cu prototipul.

Capitolul 6 prezintă concluzii finale, contribuții personale, direcții viitoare de cercetare și diseminarea rezultatelor.

Teza se încheie cu **Bibliografie** și **CV**-ul autorului.

Teza se întinde pe 149 pagini și conține: 132 figuri (inclusiv poze), 37 tabele, 121 relații și referințe bibliografice 107, dintre care 51 anterioare anului 2000, 38 între anii 2000-2005, 14 între anii 2006-2010 și 4 după anul 2010.

Doresc să-mi exprim pe această cale, profunda mea recunoștință conducătorului științific domnului prof. dr. ing. Dorian Nedelcu pentru orientarea și îndrumarea în munca de cercetare și pentru analiza cu înalt profesionalism a conținutului lucrării.

De asemenea, doresc să mulțumesc doamnei prof. dr. ing. Doina Frunzăverde, pentru suportul și condițiile oferite pe durata derulării activităților de doctorat.

Un cuvânt de mulțumire adresez domnului prof. dr. ing. Constantin Viorel Câmpian, manager general al centrului de cercetare CCHAPT din Reșița, pentru asistența și sprijinul tehnic

acordate în cadrul cercetărilor experimentale, precum și pentru asigurarea, din resursele centrului, cu tehnica necesară efectuării măsurătorilor.

Adresez mulțumiri, colegilor de la Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor care au participat la examenele și referatele susținute, aducând observații și sugestii utile în vederea îmbunătățirii conținutului tezei: domnului prof. dr. ing. Constantin Viorel Câmpian, domnului prof. dr. ing. Gilbert-Rainer Gillich, domnului prof.dr.ing. Tiberiu Ștefan Mănescu și domnului șef lucrări dr. ing. Călin Micloșină.

Mulțumesc domnilor prof. dr. ing. Ilare Bordeașu și prof. dr. ing. Mircea Bărglăzan, din cadrul Universității “Politehnica” din Timișoara, care m-au onorat acceptând să facă parte din comisia de doctorat.

Mulțumesc conducerii Universității „Eftimie Murgu” din Reșița, d-nei rector prof. dr. ing. Doina Frunzăverde și Centrului de Elaborare și Management al Proiectelor de Dezvoltare Instituțională POSDRU din cadrul Universității “Politehnica” din București pentru suportul acordat pe parcursul studiilor doctorale. Studiile doctorale s-au efectuat prin proiectul „*Competitivitate și performanță în cercetare prin programe doctorale de calitate (ProDOC)*”, finanțat din fondurile POSDRU prin contractul de finanțare POSDRU/88/1.5/S/61178, program desfășurat sub egida Universității „Politehnica” din București în cooperare cu Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.

Mulțumesc tuturor celor care au fost alături de mine și m-au ajutat să finalizez teza de doctorat, domnului director Octavian Megheleș, domnului ing. Hoța Ioan și domnului ing. Adrian Hopotă, de la S.C. Hydro Engineering S.A. Reșița, precum și colegului asist. dr. ing. Nedeloni Marian Dumitru de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.

Nu în ultimul rând aduc mulțumiri familiei mele pentru înțelegerea și sprijinul acordat pe întreg parcursul elaborării acestei teze de doctorat.

Reșița, 2013

Drd. ing. Daniel Daia

CUPRINS

Cap. 1 TENDINȚE ACTUALE ÎN PROIECTAREA COMPOENTELOR DE TURBINE HIDRAULICE	14
1.1 Generalități	14
1.2 Scurt istoric	16
1.3 Clasificare și părți componente ale turbinelor	17
1.4 Instrumente software utilizate în proiectarea asistată de calculator a geometriilor componentelor de turbine hidraulice	23
1.5 Instrumente software utilizate în analiza structurală a componentelor de turbine hidraulice	26
1.6 Stadiul actual privind analize de curgere a fluidelor în componente ale turbinelor hidraulice	29
Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	34
Cap. 3 CINEMATICA APARATULUI DIRECTOR	35
3.1 Introducere	35
3.2 Profile simetrice	36
3.2.1 Mărimi caracteristice ale profilelor simetrice	36
3.2.2 Elemente caracteristice ale profilului generator simetric	38
3.2.3 Ecuația profilului simetric teoretic	39
3.2.4 Condiția de închidere	42
3.2.5 Teșiturile de pe intradosul profilului simetric	43
3.2.6 Unghiul δ	43
3.2.7 Transpunere coordonate profile în sistem de referință global	44
3.2.8 Calculul caracteristicii aparatului director $a_o=f(\alpha)$ pentru profile simetrice	45
3.2.9 Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile simetrice rezultată din SolidWorks	49
3.2.10 Caracteristica $a_o=f(\alpha)$ pentru profile simetrice obținută din programul „Cinematica AD”	51
3.3 Profile asimetrice	53
3.3.1 Mărimi caracteristice ale profilelor asimetrice	53
3.3.2 Elemente caracteristice ale profilului generator asimetric	55
3.3.3 Ecuația profilului asimetric teoretic	57
3.3.4 Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile asimetrice rezultată din SolidWorks	60
3.3.5 Caracteristica $a_o=f(\alpha)$ pentru profile asimetrice obținută din programul „Cinematica AD”	61
3.4 Cinematica mecanismului aparatului director	63
3.4.1 Cursa servomotorului	63
3.4.2 Caracteristica $S=f(a_o)$ obținută din programul „Cinematica AD”	65
3.5 Descrierea programului „Cinematica AD”	68
3.5.1 Limbajul de programare	68
3.5.2 Caracteristicile limbajului Python	68

3.5.3 Extensiile limbajului Python utilizate în program	69
3.5.4 Datele de intrare și rezultatele programului „Cinematica AD”	70
3.6 Concluzii	74
Cap. 4 ANALIZA STRUCTURALĂ A CAMEREI SPIRALE ȘI STATORULUI	75
4.1 Introducere	75
4.2 Analiza statică lineară	75
4.3 Geometria componentelor	77
4.4 Analiza statică lineară a CS+ST varianta 1	79
4.5 Analiza statică lineară a CS+ST varianta 2	85
4.6 Analiza statică lineară a CS+ST varianta 3	95
4.7 Concluzii	101
Cap. 5 CERCETĂRI EXPERIMENTALE	102
5.1 Introducere	102
5.2 Cercetări experimentale pe modele de turbine	102
5.2.1 Standul de încercare modele de turbine	102
5.2.2 Geometria și simbolizarea modelelor	
5.2.3 Cercetări experimentale pe modele pentru determinarea influenței aparatului director, statorului și a camerei spirale asupra caracteristicilor energetice ale modelului	105
5.2.3.1 Influența profilării paletelor aparatului director	110
5.2.3.2 Influența modificării statorului	110
5.2.3.3 Influența camerei spirale	117
5.2.3.4 Constante. Nivele de referință. Suprafețe de control. Mărimi calculate.	
5.2.3.5 Rezultate experimentale	128
5.3 Cercetări experimentale pe turbine prototip	119
5.3.1 Probe index la turbinele hidraulice	119
5.3.2 Caracteristicile mașinii prototip	121
5.3.3 Mărimi măsurate și instrumente de măsură	121
5.3.4 Constante. Nivele de referință. Suprafețe de control. Mărimi calculate.	
5.4 Concluzii	131
Cap. 6 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR	132
6.1 Concluzii finale	132
6.2 Contribuții personale	133
6.3 Direcții viitoare de cercetare	134
6.4 Diseminarea rezultatelor	135
BIBLIOGRAFIE	136
CV-autor	

LISTĂ FIGURI

Figura	Denumire	Pag.
1.1	Schema de principiu a unei hidrocentrale	15
1.2	Secțiune prin turbina Kaplan	19
1.3	Secțiune prin turbina Francis	19
1.4	Secțiune prin turbina bulb	20
1.5	Secțiune prin turbina Pelton	20
1.6	Evoluția consumului și a producției de energie în anul 2011	21
1.7	Exemple de ansamble proiectate cu ajutorul aplicațiilor CAD	24
1.8	Exemple de studii efectuate pe componente de turbine hidraulice	28
1.9	Paleta stator numărul 2 de la o turbină Kaplan	30
1.10	Forța pe paletetele statorului unei turbine Kaplan	31
1.11	Momentul pe paletetele statorului unei turbine Kaplan	31
1.12	Procedura de optimizare a proiectării distribuitorului	32
1.13	Modificarea distanței dintre profilele statorului și aparatului director	32
1.14	Variante de stator	32
3.1	Mărimi caracteristice ale profilelor simetrice AD	37
3.2	Mărimi caracteristice suplimentare ale profilelor simetrice AD	37
3.3	Puncte normalizate particulare, ordonate echidistante și interpolare Fourier pentru profil simetric	41
3.4	Condiția de închidere a paletelor aparatului director	42
3.5	Poziția complet închis a paletelor aparatului director pentru palete cu profile simetrice	43
3.6	Sistemul de referință global	44
3.7	Poziția paletelor simetrice ale aparatului director la un unghi α	45
3.8	Variante de determinare a deschiderii a_o	46
3.9	Corelația $a_{or} = a_o/D_o(\alpha)$ pentru profil simetric și 20 de palete	50
3.10	Corelația $a_{or} = a_o/D_o(\alpha)$ pentru profil simetric și 24 de palete	50
3.11	Corelația $a_{or} = a_o/D_o(\alpha)$ pentru profil simetric și 32 de palete	50
3.12	Comparație curbe $a_o=f(\alpha)$ generate de SolidWorks și de program „Cinematica AD” pentru profile simetrice, $D_o=3500$ mm și $Z_o=20, 24, 32$ palete	51
3.13	Cinematica aparatului director generată de programul „Cinematica AD” pentru profile simetrice, $D_o=3500$ mm și $Z_o=24$ palete	53
3.14	Mărimi caracteristice ale profilelor asimetrice AD	53
3.15	Puncte normalizate particulare, ordonate echidistante și interpolare Fourier pentru profil asimetric	59
3.16	Corelația $a_o=f(\alpha)$ profil asimetric și 16 palete	61
3.17	Corelația $a_o=f(\alpha)$ profil asimetric și 24 palete	61
3.18	Comparație curbe $a_o=f(\alpha)$ generate de SolidWorks și de program „Cinematica AD” pentru profile asimetrice, $D_o=2650$ mm și $Z_o=16, 24$ palete	63
3.19	Cinematica mecanismului aparatului director	64
3.20	Comparație curbe servomotor generate prin program „Cinematica AD” respectiv grafic pentru profile simetrice și două seturi de date	67
3.21	Interfața programului „Cinematica AD” pentru profile simetrice	71
3.22	Interfața programului „Cinematica AD” pentru profile asimetrice	71
3.23	Vizualizare profil simetric	72
3.24	Vizualizare deschidere AD pentru profil simetric la unghi impus	72
3.25	Vizualizare grafice $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profil simetric	72
3.26	Vizualizare profil asimetric	73

Figura	Denumire	Pag.
3.27	Vizualizare deschidere AD pentru profil asimetric la unghi impus	73
3.28	Vizualizare grafice $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profil asimetric	73
4.1	Geometria camerei spirale	78
4.2	Variația dimensiunii AC a camerei spirale	78
4.3	Variația dimensiunii Ro a camerei spirale	78
4.4	Geometrie cameră spirală și stator varianta 1	80
4.5	Etanșare cameră spirală și stator varianta 1	80
4.6	Condiții de frontieră aplicate camerei spirale și stator varianta 1	80
4.7	Discretizarea camerei spirale și stator varianta 1	81
4.8	Distribuție tensiune Von Mises pentru cameră spirală și stator varianta 1 caz 1. $\sigma_{VMmax}=149,7$ MPa	83
4.9	Distribuție alungire pe direcția Y pentru cameră spirală și stator varianta 1 caz 1. $UY_{max}=0,933$ mm	83
4.10	Distribuție alungire pe direcția Z pentru cameră spirală și stator varianta 1 caz 1. $UY_{max}=0,283$ mm	83
4.11	Distribuție tensiune Von Mises pentru cameră spirală și stator varianta 1 caz 2. $\sigma_{VMmax}=219,4$ MPa	84
4.12	Distribuție alungire pe direcția Y pentru cameră spirală și stator varianta 1 caz 2. $UY_{max}=1,354$ mm	84
4.13	Distribuție alungire pe direcția Z pentru cameră spirală și stator varianta 1 caz 2. $UY_{max}=0,442$ mm	84
4.14	Geometrie cameră spirală și stator varianta 2	86
4.15	Geometria 3D a statorului varianta 2 – reprezentare shade	86
4.16	Geometria 3D a statorului varianta 2 – reprezentare wireframe	86
4.17	Fixarea camerei spirale și a statorului varianta 2 (modulul Stress Analysis din programul Autodesk Inventor - SAAI)	87
4.18	Fixarea camerei spirale și a statorului varianta 2 (programul Cosmos Design Star - CDS)	87
4.19	Încărcarea camerei spirale și a statorului varianta 2	88
4.20	Discretizarea camerei spirale și a statorului varianta 2	88
4.21	Redefinirea grosimii virolelor camerei spirale varianta 2	89
4.22	Geometria inițială a statorului varianta 2	90
4.23	Redefinirea geometriei statorului varianta 2	90
4.24	Modificarea grosimii și numărului nervurilor	90
4.25	Modificarea închiderii camerei spirale	91
4.26	Închidere camera spirală varianta 2 – umplere colț cu sudură	91
4.27	Tăierea conului de intrare la distanță de 345 mm față de sect. I	91
4.28	Sectiune plan XY prin camera spirală și stator varianta 2	92
4.29	Sectiune plan YZ prin camera spirală și stator varianta 2	92
4.30	Distribuție tensiune Von Mises – caz 1 - $p_{LB}=3730000$ N/m ² cameră spirală și stator varianta 2	93
4.31	Distribuție alungiri – caz 1 - $p_{LB}=3730000$ N/m ² cameră spirală și stator varianta 2	93
4.32	Poziția tensiunii Von Mises maxime = 204.9 MPa Programul Cosmos Design Star – CDS – caz 1 - $p_{LB}=3730000$ N/m ² cameră spirală și stator varianta 2	93
4.33	Distribuție tensiune Von Mises – caz 2 – $p_{PP}=5600000$ N/m ² cameră spirală și stator varianta 2	94
4.34	Distribuție alungiri – caz 2 - $p_{PP}=5600000$ N/m ² cameră spirală și stator varianta 2	94
4.35	Poziția tensiunii Von Mises maxime = 305.8 MPa. Programul Cosmos Design Star – CDS – caz 2 – $p_{PP}=5600000$ N/m ² cameră spirală și stator varianta 2	94
4.36	Zone de racordare coloana cu inel superior / inferior stator	95
4.37	Geometria 3D a camerei spirale varianta 3	96
4.38	Geometria 3D a statorului varianta 3 – reprezentare shade	96

Figura	Denumire	Pag.
4.39	Fixarea camerei spirale și a statorului varianta 3	97
4.40	Presiunea interioară aplicată asupra interiorului tubulaturilor camerei spirale	97
4.41	Presiunea interioară aplicată asupra interiorului capacului și a conturului de etanșare	97
4.42	Presiunea interioară aplicată pe extradosul, intradosul și bordul de atac al coloanelor statorice	97
4.43	Discretizarea geometriei ansamblului camera spirala & stator varianta 3	98
4.44	Discretizarea geometriei camerei spirale varianta 3	98
4.45	Discretizarea geometriei statorului varianta 3	98
4.46	Discretizarea geometriei capacului & conturului de etanșare	98
4.47	Caz 1 ; p=650000 N/m ² ; Tensiune Von Mises maximă =159,2 MPa. Vedere ansamblu distribuție de tensiuni Von Mises	99
4.48	Caz 1 ; p=650000 N/m ² ; Tensiune Von Mises maximă =159,2 MPa. Poziția tensiunii maxime: zona inferioară a virolei de intrare la îmbinarea cu inel inferior stator	99
4.49	Caz 1 ; p=650000 N/m ² ; Tensiune Von Mises maximă în stator =133.1 MPa. Valori tensiune pe înălțime coloană statorică de intrare în camera spirală: 88.1, 42.22, 25.3 MPa	99
4.50	Caz 1 ; p= 650000 N/m ² ; Alungirea maximă 2,873 mm	99
4.51	Caz 2 ; p=1000000 N/m ² ; Tensiune Von Mises maximă = 212.4 MPa. Vedere ansamblu distributie de tensiuni Von Mises	100
4.52	Caz 2 ; p=1000000 N/m ² ; Tensiune Von Mises maximă = 212.4 MPa. Pozitia tensiunii maxime: zona inferioara a virolei de intrare la imbinarea cu inel inferior stator	100
4.53	Caz 2 ; p=1000000 N/m ² ; Tensiune Von Mises maximă în stator =175.9 MPa. Valori tensiune pe înălțime coloana statorică de intrare în camera spirală: 117.2, 62.42, 54.21 MPa	100
4.54	Caz 2 ; p= 1000000 N/m ² ; Alungirea maximă 2.902 mm	100
5.1	Diagrama de măsurare	102
5.2	Diagrama de etalonare	102
5.3	Ștandul de încercare modele de turbine	103
5.4	Traseul hidraulic al modelelor	106
5.5	Geometria camerei spirale	106
5.6	Variația dimensiunii AC a camerei spirale model	107
5.7	Variația dimensiunii Ro a camerei spirale model	107
5.8	Profilul și geometria statorului	108
5.9	Geometria aparatului director	108
5.10	Influența profilarii paletelor aparatului director pentru model Fr-IM1 – curbele $\eta=f(Q_{11})$	111
5.11	Influența profilarii paletelor aparatului director pentru model Fr-IM1 – curbe de egal randament	111
5.12	Influența profilarii paletelor aparatului director pentru model Fr-V – curbele $\eta=f(Q_{11})$	112
5.13	Influența profilarii paletelor aparatului director pentru model Fr-V – curbe de egal randament	112
5.14	Influența profilarii paletelor aparatului director pentru model Fr-IM1 – curbele $Q_{11}=f(a_0)$	113
5.15	Influența profilarii paletelor aparatului director pentru model Fr-V – curbele $Q_{11}=f(a_0)$	113
5.16	Influența statorului pentru model Fr-IM1 – curbele $\eta=f(Q_{11})$	114
5.17	Influența statorului pentru model Fr-IM1 – curbe de egal randament	114
5.18	Influența statorului pentru model Fr-IM1, camera spirală varianta 2 – curbele $\eta=f(Q_{11})$	115
5.19	Influența statorului pentru model Fr-IM1, camera spirală varianta 2 - curbe de egal randament	115
5.20	Influența statorului pentru model Fr-V, camera spirală varianta 2 – curbele $\eta=f(Q_{11})$	116
5.21	Influența statorului pentru model Fr-V, camera spirală varianta 2 – curbe de egal randament	116
15.22	Influența asamblului cameră spirală-stator, asupra caracteristicilor optime ale modelelor –	117

Figura	Denumire	Pag.
	curbele $\eta=f(Q_{11})$	
5.23	Influența asamblului cameră spirală-stator, asupra caracteristicilor optime ale modelelor – curbe de egal randament	118
5.24	Influența camerei spirale în jurul punctului optim după efectuarea modificărilor – curbele $\eta=f(Q_{11})$	118
5.25	Sala mașinilor	119
5.26	Curba $P_A = f(Q)$ pentru o cădere constantă	121
5.27	Analizor de parametrii electrici și parametrii de proces	122
5.28	Traductor pentru măsurarea nivelului amonte	122
5.29	Traductor pentru măsurarea cursei servomotorului aparatului director	123
5.30	Traductor pentru măsurarea presiunii diferențiale	125
5.31	Traductor pentru măsurarea presiunii în conductă forțată	125
5.32	Traductor de turație	126
5.33	Traductor pentru măsurarea presiunii pe de acționare pe o față a pistonului servomotorului aparatului director	126
5.34	Cursa servomotorului aparatului director S_{AD} funcție de deschiderea paletelor directoare a_o	128
5.35	Diagrama de exploatare a prototipului	128
5.36	Compararea curbei $Q=f(a_o)$ obținute pe prototip, pentru o cădere constantă, cu curba rezultată din diagrama de exploatare	131

LISTĂ TEBLE

Tabel	Denumire	Pag.
1.1	Resursele naturale ale Terrei	14
1.2	Parametrii funcționali ai turbinelor hidraulice	18
1.3	Clasificarea turbinelor hidraulice după rapiditate	18
1.4	Domeniul de căderi al turbinelor hidraulice	19
1.5	Clasificarea turbinelor hidraulice după putere	19
3.1	Mărimi caracteristice ale profilelor simetrice AD pentru $Z_o=16, 24$ și 32 palete	36
3.2	Mărimi caracteristice normalize ale profilelor simetrice AD pentru $Z_o=16, 24$ și 32 palete	38
3.3	Puncte normalize particulare ale profilului simetric	40
3.4	Ordonate echidistante obținute prin interpolare spline pentru profil simetric	42
3.5	Coeficienții b_n pentru profil simetric	42
3.6	Valorile unghiului δ pentru profil simetric	43
3.7	Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile simetrice	49
3.8	Comparație curbe $a_o=f(\alpha)$ generate de SolidWorks și de program „Cinematica AD” pentru profile simetrice, a_o [mm], $D_o=3500$ mm și $Z_o=20, 24, 32$ palete	52
3.9	Mărimi caracteristice ale profilelor asimetrice AD pentru $Z_o=16$ și 24 palete	54
3.10	Mărimi caracteristice normalize ale profilelor asimetrice AD pentru $Z_o=16$ și 24 palete	56
3.11	Puncte normalize particulare ale profilului asimetric	58
3.12	Ordonate echidistante obținute prin interpolare spline pentru profil asimetric	58
3.13	Coeficienții Fourier a_n, b_n pentru profil asimetric	59
3.14	Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile asimetrice	60
3.15	Comparație curbe $a_o=f(\alpha)$ generate de SolidWorks și de program „Cinematica AD” pentru profile asimetrice, a_o [mm], $D_o=2650$ mm și $Z_o=16, 24$ palete	62
3.16	Curbe servomotor generate de program „Cinematica AD” pentru profile simetrice și două seturi de date	66
3.17	Comparație curbe servomotor generate prin program „Cinematica AD” respectiv grafic pentru profile simetrice și două seturi de date	67
3.18	Extensiile limbajului Python utilizate în programul „Cinematica AD”	69
4.1	Caracteristici material Alloy Steel	82
4.2	Caracteristici materiale pentru virole și stator varianta 1	82
4.3	Rezistențe admisibile materiale pentru virole și stator varianta 1	82
4.4	Centralizator rezultate cameră spirală și stator varianta 1	85
4.5	Centralizator rezultate cameră spirală și stator varianta 2	92
4.6	Caracteristici materiale pentru virole și stator varianta 3	98
4.7	Rezistențe admisibile materiale pentru virole și stator varianta 3	99
4.8	Centralizator rezultate cameră spirală și stator varianta 3	100
5.1	Simbolizarea modelelor	109
5.2	Caracteristici tehnice ale echipamentelor pentru măsurare puterea activă, tensiuni și curenți	122
5.3	Mărimi calculate	127
5.4	Cursa servomotorului aparatului director S_{AD} funcție de deschiderea paletelor directoare a_o	129
5.5	Valori rezultate din intersecția diagramei de exploatare a prototipului cu cădere constantă $H=336.5$ m	129
5.6	Valorile măsurate pe prototip	130

LISTĂ NOTAȚII

Notație	Denumire
SSW	SolidWorks Simulation
AD	aparat director
a_o	deschidere aparat director
α	unghiu de rotație al paletelor aparatului director
S	cursa servomotor
PG	profil generator
PT	profil teoretic
D_o	diametrul caracteristic al aparatului director
Z_o	numar de palete
$a/a1$	coordonate ale profilului
$b/b1$	coordonate ale profilului
$c/c1$	coordonate ale profilului
$d/d1$	coordonate ale profilului
$e/e1$	coordonate ale profilului
d_o	diametrul cercului tangent la interiorul profilului
$m/m1$	coordonate ale profilului
k	teșitură bord fugă profil
f	coordonate ale profilului
r	raza bordului de atac al profilului
R1	raze caracteristice profil
R2	raze caracteristice profil
R3	raze caracteristice profil
L1	lungime profil inferior
L2	lungime profil superior
L	lungime profil
q	tesitură bord de atac
D_c	diametrul de dispunere al bolțurilor de prindere a furcilor pe inelul de reglare
D_y	diametrul de dispunere bolț servomotor
L_b	lungimea manivelei
L_c	lungimea bielei
$a_o \text{ max maj}$	deschidere maximă a aparatului director
α_R	unghiu rigid dintre coarda profilului și manivelă
θ	element caracteristic al profilului generator simetric
γ_f	element caracteristic al profilului generator simetric
β_f	element caracteristic al profilului generator simetric
x_f	element caracteristic al profilului generator simetric
y_{fs}	element caracteristic al profilului generator simetric

Notatie	Denumire
q_s	element caracteristic al profilului generator simetric
t	element caracteristic al profilului generator simetric
Y_p	element caracteristic al profilului generator simetric
X_Q	element caracteristic al profilului generator simetric
Y_Q	element caracteristic al profilului generator simetric
X_b	element caracteristic al profilului generator simetric
X_d	element caracteristic al profilului generator simetric
ε_f	element caracteristic al profilului generator simetric
τ_f	element caracteristic al profilului generator simetric
φ	argumentul cercului parametric al profilului teoretic
L_T	lungimea profilului teoretic
N_o	numărul coeficientilor seriei fourier
BA	bord de atac al profilului
BF	bord de fuga al profilului
X	punct normalizat particular al profilului simetric
Y	punct normalizat particular al profilului simetric
X/L _T	punct normalizat particular al profilului simetric
Y/L _T	punct normalizat particular al profilului simetric
PI	profil inferior
PS	profil superior
DC	dreapta de contact
CPS	coardă profil superior
CPI	coardă profil inferior
a_{or}	caracteristica relativă
Ψ	poziție unghiulară a cursei servomotorului
X, Y _{ex} , Y _{in}	coordonate profil

CAPITOLUL 4

E, G	constante de proporționalitate
τ	tensiuni tangențiale
γ	lunecări specifice
ε	alungiri specifice
σ	tensiuni normale
UX,UY,UZ	Alungiri specifice în direcțiile X, Y, Z
URES	alungirea specifică rezultantă
RX, RY, RZ	forță de reacțiune în direcțiile X, Y, Z
RFRES	forță de reacțiune rezultantă
SX, SY, SZ	tensiunea normală în direcțiile X, Y, Z
P1, P2, P3	tensiuni principale în direcțiile X, Y, Z
VON	tensiunea Von Mises
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	tensiuni normale în direcțiile X, Y, Z
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	sunt eforturi tangențiale în direcția Y în planul YZ, în direcția Z în planul YZ și respectiv în direcția Z în planul XZ

Notătie	Denumire
AC, Ro	variația dimensiunilor caracteristice

CAPITOLUL 5

H	căderea de încercare
Q_{\max}	debitul maxim asigurat
n	turația modelului
P_G	puterea generatorului frână
D_{\max}	diametrul maxim al modelului
P	palete asimetrice pozitive
S	palete simetrice
S	paletă aparat director simetrică
M^*	stator modificat
D_1	diametru caracteristic rotor
D_a/D_1	diametru caracteristic aparat director
b_o/D_1	înălțime aparat director
Z_o	număr palete aparat director
Z_{st}	număr coloane stator
Z	număr palete rotor

Cap. 1 TENDINȚE ACTUALE ÎN PROIECTAREA COMPONENTELOR DE TURBINE HIDRAULICE

1.1 Generalități

În prezent, la nivel mondial, omenirea depinde de producerea și obținerea energiei electrice, în satisfacerea nevoilor acesteia. Marile orașe, marile companii, industria internațională, consumatorii casnici, producerea de bunuri materiale și servicii depind de energia electrică.

Consumatorii de energie electrică din România se împart în mai multe clase și categorii [74], în ce privește utilizarea energiei electrice furnizată sistemul electroenergetic național. Producerea energiei electrice prin metode clasice este obținută în următoarele tipuri de centrale [39]:

- Centrale termoelectrice;
- Centrale nuclearoelectrice;
- Centrale geotermoelectrice;
- Centrale helioelectrice;
- Centrale hidroelectrice.

Producerea energiei electrice prin metode neconvenționale este obținută în următoarele tipuri de convertoare [73]:

- Convertor fotovoltaice;
- Convertor termoelectrice;
- Convertor termoionice;
- Convertor electrochimice;
- Convertor magnetohidrodinamice (MHD).

În **tabelul 1.1** se prezintă după [34] resursele naturale prin intermediul cărora se poate obține energia electrică.

Resursele naturale ale Terrei

Tabel 1.1

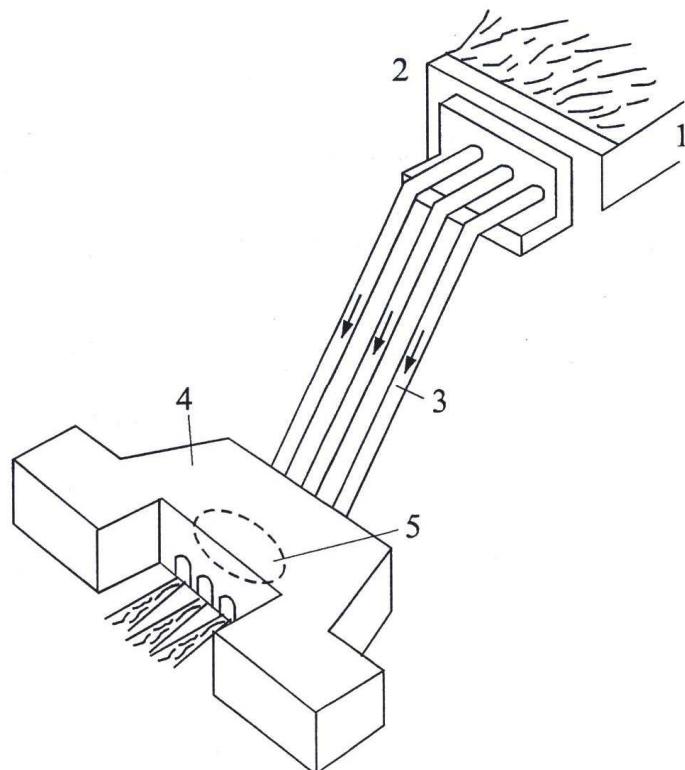
RESURSE NATURALE	Resurse neregenerabile	Combustibili fosili (petrol, cărbune, gaze naturale)
		Minereuri (metalice, nemetalice)
RESURSE NATURALE	Resurse regenerabile	Energia solară
		Energia eoliană
		Energia mareelor
		Energia geotermală
		Energia apelor

Datorită circuitului apei în natură, energia apelor sau energia hidraulică (prin intermediul râurilor, lacurilor, fluviilor) este și va fi permanent o sursă de energie necesară omenirii în producerea și obținerea energiei electrice (currentului electric) prin intermediul centralelor hidroelectrice [21],[76], [79].

În scopul producerii de energie electrică și de distribuire a acesteia în rețeaua sistemului electroenergetic, hidrocentralele cuprind în general [57]:

- Lacul de acumulare;
- Conducte de transport cu vanele de admisie;
- Turbine hidraulice;
- Generatoare electrice;
- Stația de transformare;
- Instalații de comandă;
- Instalații anexe.

Schema de principiu a unei hidrocentrale se prezintă în figura 1.1 (imagine preluată din [39]).



*Fig. 1.1 Schema de principiu a unei hidrocentrale: 1 – lacul de acumulare, 2 – baraj,
3 – conducte forțate, 4 – centrala hidroelectrică, 5 – turbine hidraulice*

1.2 Scurt istoric

În anul 1750, din roțile hidraulice s-au dezvoltat primele tipuri de turbine axiale începând cu turbinele Euler [101]. Turbinele cu acțiune au văna de apă la presiune atmosferică și întreaga cădere se transformă în energie cinetică. Aceste tipuri vechi de turbine au fost cunoscute ca turbine Girard, Zuppinger, Pelton inventate în secolul al XIX-lea și de asemenea Banki, Bell și Sfindex inventate în secolul al XX-lea.

Exemple de turbine Pelton instalate în România sunt în centralele Lotru, Dobrești, Moroieni, Grebla (Reșița), Crănicel (Văliug - care dispune de o turbină Pelton cu doi rotori diferenți pe același ax, rotorul 1 cu $H = 437$ m și rotorul 2 cu $H = 323$ m), Sadu V., toate cu căderi foarte mari, până la 800 m.

Alte turbine cu acțiune care au funcționat în secolul XIX au fost construite de Girard, fie cu ax vertical sau orizontal. Mai reușite au fost turbinele cu linguri Zuppinger al căror inventator a fost director la Escher Wiss în anul 1800. În uzina Grebla (putere 5 MW) funcționează turbine cu linguri Zuppinger din anul 1905.

În anul 1880, inginerul californian Pelton, după ce a vizitat uzinele Escher Wiss, a brevetat în SUA o turbină asemănătoare cu turbină Zuppinger, care s-a numit turbină Pelton.

Trebuie menționat că printre soluțiile constructive ale roții hidraulice realizate de-a lungul timpului, există o construcție hidromecanică deosebită utilizată pe teritoriul României încă înainte de venirea romanilor și anume roata cu făcăie sau ciatura. Ea reprezintă precursorul turbinelor cu acțiune, cum ar fi turbinele Girard, Zuppinger, Banki, Bell și Sfindex și Pelton - moderne în funcțiune și astăzi. [51]

În anul 1912, profesorul Viktor Kaplan a construit prototipul de turbină axial-elicoidală cu număr mic de palete, aducându-și contribuția printr-o importantă invenție prin introducerea dublului reglaj al paletelor rotorice și al paletelor aparatului director. Prima turbină Kaplan industrială a fost pusă în funcțiune în 1919 și de atunci acest tip de turbină s-a perfecționat realizându-se următoarele variante:

- turbină Kaplan; turbină elicoidal-axială, la care, în timpul funcționării, sunt mobile atât paletele aparatului director cât și ale rotorului în jurul axelor proprii, realizându-se un dublu reglaj, datorită căruia se obțin valori mari ale randamentului;
- turbină semi-Kaplan (SK) inventată de Thomann, la care paletele aparatului director sunt fixe, iar reglajul simplu se face numai cu paletelor rotorice, care sunt mobile. Curba de randament este mai puțin aplatizată decât la turbină Kaplan, dar mai avantajos decât la turbinele Euler;

- turbina Euler (*Propeller elicoidal*); are paletele aparatului director mobile, dar paletele rotorice sunt fixe. Datorită reglajului simplu, curba de randament este parabolică ascuțită, deci dezavantajoasă, la mersul în gol consumând un debit de apă foarte mare;
- turbinele tubulare axial-concentrice: sunt turbine cu simplu reglaj, rotorul hidraulic se rotește solidar cu cel electric în carcasa concentrică, rotorul hidraulic de tip Kaplan sau *Propeller elicoidal* împreună cu rotorul electric fiind concentrate într-un simplu ansamblu (o singură mașină) realizând economii de investiții. Are aceleași calități ca și turbina bulb, însă necesită izolații electrice speciale pentru funcționare în mediu umed, motiv pentru care nu au avut o extindere prea mare, fiind înlocuite cu turbinele bulb;
- turbinele bulb: sunt turbine cu dublu reglaj, construite pentru căderi mici $H = 6 \div 16$ m. Inovația constă în instalarea turbinei într-un tub orizontal sau puțin înclinat, prin această dispoziție scad pierderile de sarcină și crește randamentul. Au fost propuse în anul 1930 de către profesorul Thomann, însă au fost realizate după anul 1950 de către Escher Wiss;
- turbinele diagonale (KD, Kviatkovski - Deriaz): aceste turbine au fost create din necesitatea găsirii unor forme constructive de turbine care să acopere domeniul căderilor cu $H = 40 \div 80$ m, unde turbina Kaplan nu a dat satisfacție. Au fost inventate în anul 1950 de către inginerul Deriaz de naționalitate elvețiană. Turbina Deriaz are paletele rotorului asemeni turbinelor axiale, dar sunt așezate oblic pe un butuc de forma unui trunchi de con. Se folosesc în domeniul de căderi de până la 150 m, randamentele maxime atinse fiind de 93,5%. Turbina Deriaz poate fi și reversibilă. [54]

1.3 Clasificare și părți componente ale turbinelor

Academicianul Anton I., în referința [1] definește turbinele hidraulice sau „motoarele hidraulice” ca acele mașini care transformă energia hidraulică în energie mecanică, iar pompele sau „generatoarele hidraulice” ca fiind mașinile care transformă energia mecanică în energie hidraulică. Transformarea energiei hidraulice în energie mecanică se face într-o piesă care se rotește, piesa prevăzută cu palete sau cupe - denumită rotor. Această transformare se realizează cu randamente ridicate și turații relativ mari. Turbinele hidraulice [53], [52], trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să poată folosi orice căderi și debite de apă;
- să funcționeze cu un randament cât mai ridicat;
- să aibă turație maximă posibilă în funcție de tipul de turbină;

- accesul la mecanismele de reglare și la lagăre să fie ușor în vederea efectuării reviziilor și reparațiilor necesare.

Parametrii funcționali ai turbinelor hidraulice sunt dați în **tabelul 1.2** după referința [22]:

Parametrii funcționali ai turbinelor hidraulice *Tabel 1.2*

Parametrul caracteristic	Notație	Unitate de măsură
Debitul	Q	[m ³ /s]
Cădere	H	[m·col. H ₂ O]
Puterea	P	[kW] sau [CP]
Randamentul	η	[−]
Turația	n	[rot/min]
Înălțimea geometrică de aspirație	H _S	[m·col. H ₂ O]
Coeficientul de cavitație	σ	[−]

Clasificarea turbinelor hidraulice se poate face după mai multe criterii [52]:

- După modul cum are loc schimbul de energie în mașină:
 - Turbină cu reacțiune (Kaplan, **figura 1.2**, [33], [5], Francis, **figura 1.3**, [5], Bulb, **figura 1.4**, [5], diagonală, elicoidală, semi-Kaplan și Straflo);
 - Turbină cu acțiune (Pelton, **figura 1.5**, [5], Banki).
- După poziția arborelui, turbinele pot fi cu:
 - Arbore vertical;
 - Arbore orizontal;
 - Arbore înclinat.
- Cea mai cunoscută clasificare după caracteristicile hidrodinamice este cea după rapiditatea turbinei, conform domeniilor din **tabelul 1.3** [53]:

Clasificarea turbinelor hidraulice după rapiditate *Tabel 1.3*

Tip turbină	Pelton	Francis	Kaplan	Bulb și Straflo
	Turația n [rot/min]			
	< 60	60 – 400	300 – 1200	> 500
Lentă	1 – 10	60 – 150	300 – 550	500 – 900
Normală	11 – 30	151 – 250	551 – 800	901 – 1400
Rapidă	31 – 60	251 – 450	801 – 1100	> 1401

- În funcție de domeniul de căderi, turbinele pot fi de joasă, de medie sau de înaltă cădere, după cum rezultă din **tabelul 1.4** [54]:

Domeniul de căderi al turbinelor hidraulice

Tabel 1.4

Tip turbină	Straflo	bulb	Kaplan	diagonală	Francis	Pelton
Cădere H [m]	4 - 11	3 - 20	10 - 40	40 - 140	100 - 600	400 - 1000

e) Clasificarea după putere este redată în tabelul 1.5.

Clasificarea turbinelor hidraulice după putere

Tabel 1.5

Tip turbină	Micro	Mică	Mijlocie	Mare	Foarte mare
Puterea P [MW]	< 1	1 - 15	15 - 50	50 - 150	>150

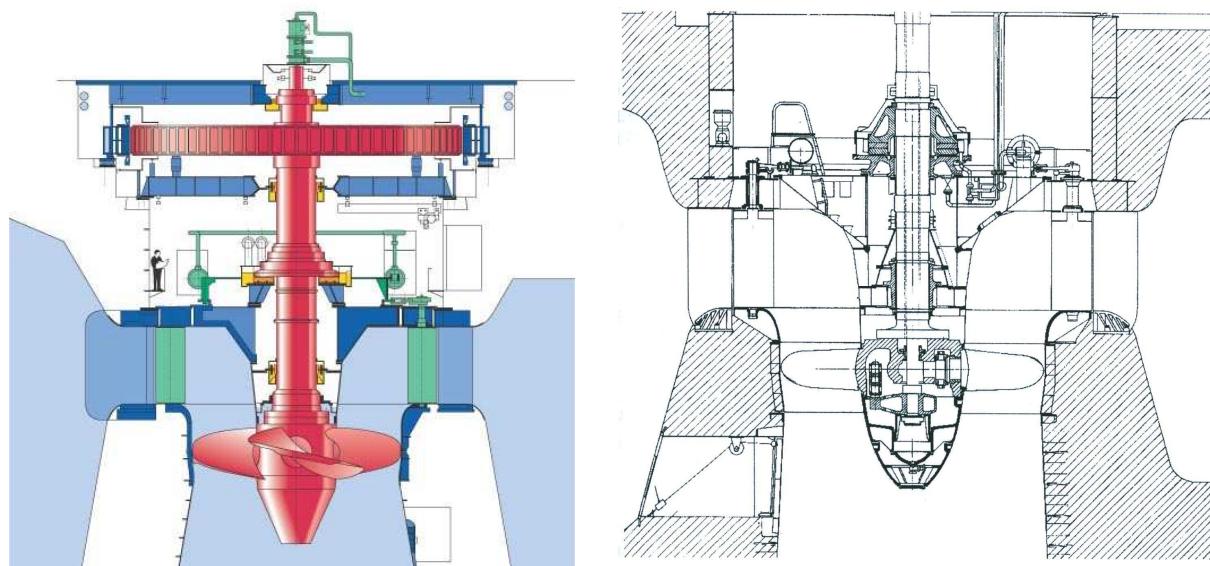


Fig. 1.2 Secțiune prin turbina Kaplan

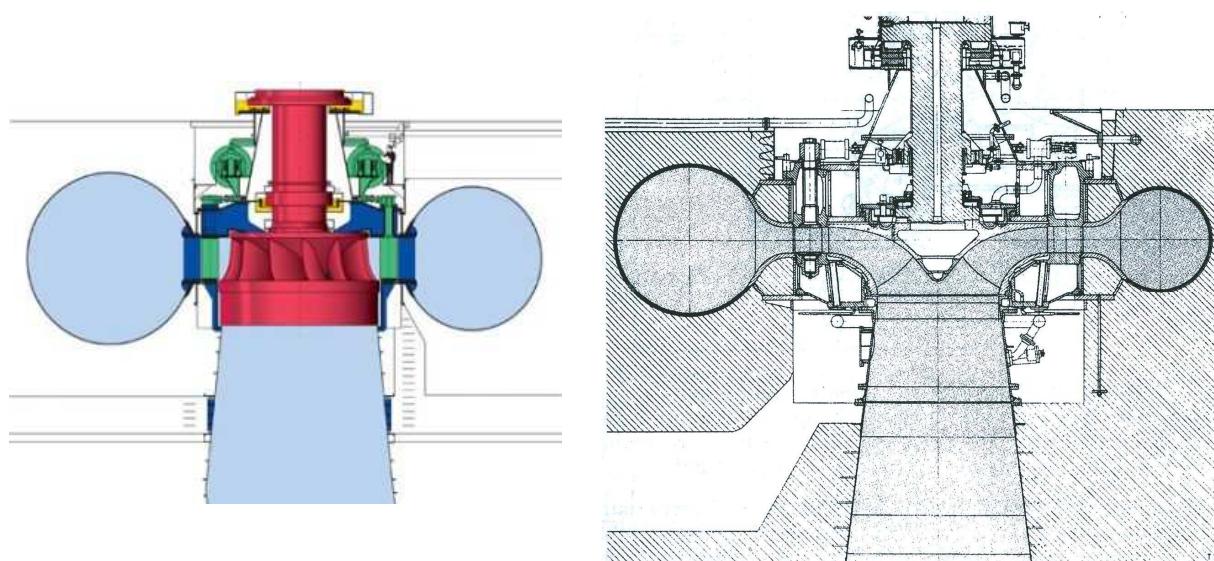


Fig. 1.3 Secțiune prin turbina Francis

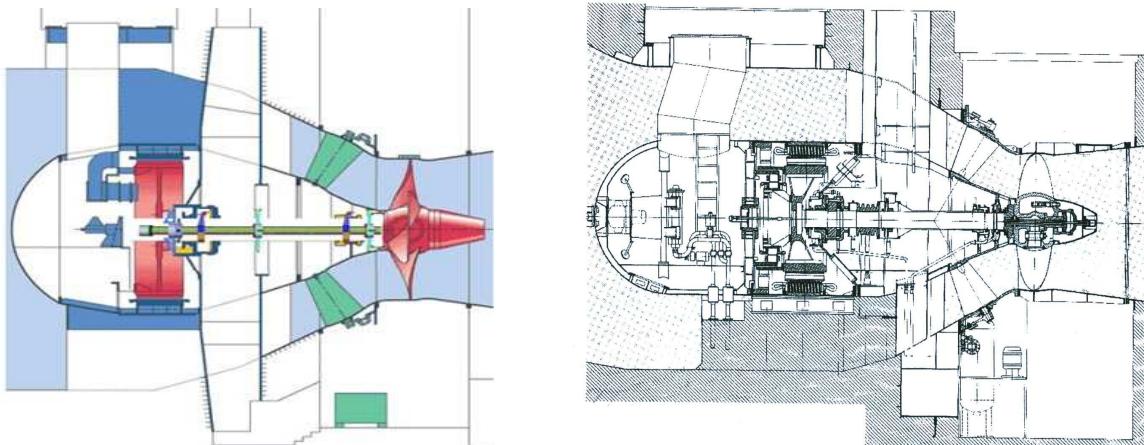


Fig. 1.4 Secțiune prin turbina bulb

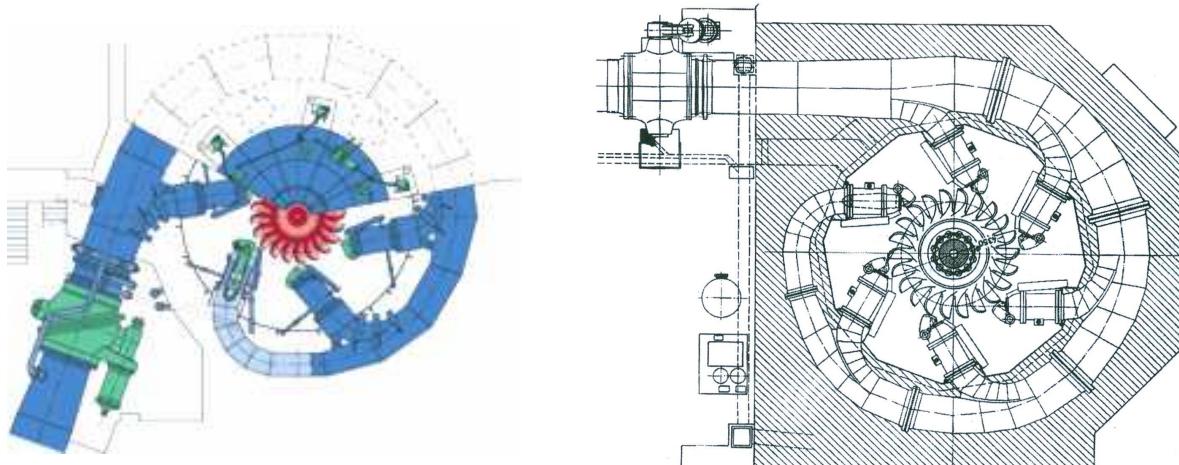


Fig. 1.5 Secțiune prin turbina Pelton

Producția de energie electrică în anul 2011 [107] a fost de 61931 [GWh], din care 25795 [GWh] produși în centralele pe cărbune, 8043 [GWh] în centralele pe hidrocarburi, 11747 [GWh] în centrala nucleară, 14954 [GWh] în centrale hidro (din care 14710 [GWh] în centralele hidroelectrice din administrația Hidroelectrica) și 1208 [GWh] în centralele eoliene, date preluate din [98] și reprezentate pe graficul din **figura 1.6**.

În continuare sunt descrise caracteristicile principale și componentele turbinelor axiale (Kaplan), caracterizată prin :

- turație specifică mare ($n_s = 400 \div 1200$ m);
- intrare și ieșire axială a curentului în rotor;
- număr redus de palete rotorice;
- palete profilate și mobile în jurul axei proprii;
- viteze mari ale apei la trecerea prin turbină.

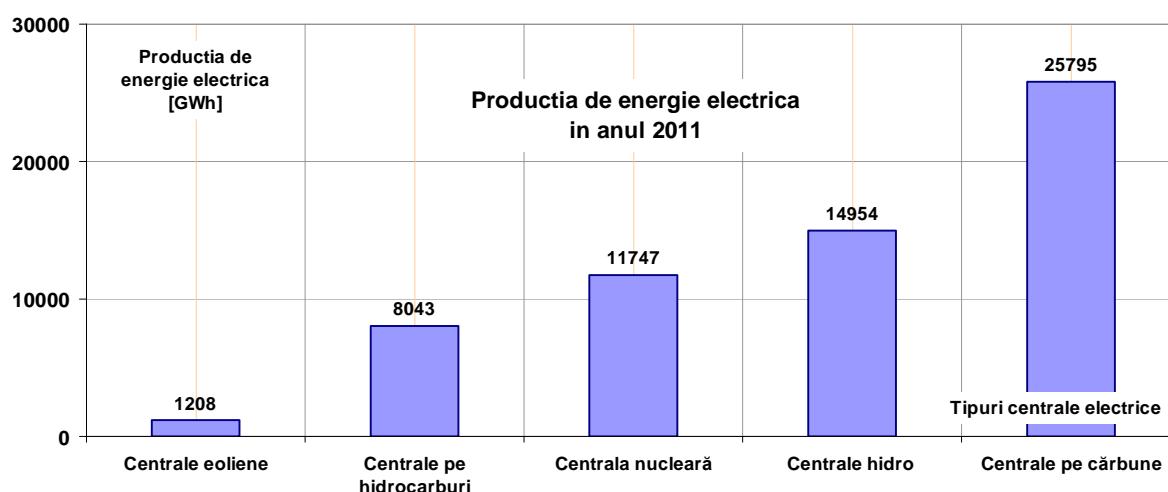


Fig. 1.6 Evoluția consumului și a producției de energie în anul 2011

Paletetele rotorului se pot rota în jurul axei proprii cu un unghi de circa $\pm 20^\circ$, butucul rotorului și camera turbinei în zona de montaj a paletelor se execută sferic, pentru ca interstițiul dintre cele două organe să fie constant la orice unghi de aşezare a paletelor. Părțile componente ale turbinei Kaplan sunt:

- rotorul turbinei;
- arborele turbinei;
- capul de distribuție;
- camera turbinei și camera spirală;
- aparatul director;
- lagărul turbinei;
- aspiratorul;
- statorul turbinei;
- capacul turbinei;
- etanșarea arborelui turbinei;
- ventilul de golire a camerei spirale;
- ventilele de rupere a vacuumului.

Rotorul turbinei este construit dintr-un butuc turnat pe care sunt montate un număr de palete din oțel inoxidabil. Paletetele rotorului sunt reglabile între anumite limite prin intermediul unui servomotor amplasat în partea superioară a butucului, axul pistonului fiind cuplat cu steaua de conducere. De la steaua de conducere mișcarea se transmite la palete printr-un lanț cinematic construit dintr-o furcă, o bielă și o manivelă. La partea superioară, butucul se prinde de arbore cu șuruburi, iar la partea inferioară se montează ogiva, care este o piesă tronconică profilată hidrodinamic. Partea inferioară a arborelui este prevazută cu etanșare pentru a evita pătrunderea apei din camera rotorului în capacul turbinei.

Camera rotorului. Turbina Kaplan se îmbină la partea superioară cu inelul inferior al aparatului director și la cea inferioară cu flanșa elementului conic al tubului de aspirație. Partea sferică a camerei se întinde pe o lungime egală cu lungimea maximă a paletei, iar partea cilindrică de sus asigură demontarea rotorului pe partea superioară.

Camera spirală realizează legătura între statorul turbinei și aparatul director, poate fi metalică sau din beton armat și se execută fie sudată din segmente de tolă, fie din oțel turnat. Umerii carcasei spirale reazemă întregul grup prin intermediul statorului turbinei transmînd sarcinile părții inferioare a centralei. Camera spirală asigură o intrare aproximativ uniformă a apei în aparatul director. Viteza la intrarea în camera spirală este limitată, pentru a menține pierderile de sarcină în limite admisibile.

Arborele turbinei este o construcție formată dintr-un tronson forjat și două flanșe sudate între ele. Arborele este tubular, prin interiorul lui trecând o coloană de distribuție ce face legătura între capul-distribuție și servomotorul din butucul rotorului. Coloana de distribuție este formată din două țevi tubulare concentrice, sudate.

Capul de distribuție constituie elementul funcțional de legătură dintre regulatorul de turăție al turbinei și coloana de distribuție, fiind format din două carcase în construcție sudată și o tijă centrală mobilă legată la coloană.

Lagărul turbinei este un lagăr radial cu segment cu compozitie, în care au fost executate canale elicoidale prin care se realizează autoungerea. La mașinile mai vechi au fost utilizate lagăre cu cuzineți din cauciuc, la care ungerea era asigurată cu apa din camera spirală.

Aparatul director se proiectează astfel încât să fie posibilă deschiderea la un unghi mai mare decât cel corespunzător debitului normal, în general $Q_{max} = 1,25 Q_{nominal}$. Din punct de vedere constructiv aparatul director poate fi clasificat în:

- cilindric, este amplasat după coloanele statorice; paletele directoare sunt montate în inelul superior și cel inferior, cu posibilități de rotire, deoarece fusurile trec prin lagărele de alunecare;
- conic, axele paletelor directoare sunt situate pe o suprafață conică, turbina având gabarit mai redus și greutate mai mică; utilizarea articulațiilor spațiale impune o tehnologie de execuție și montaj mai pretențioasă.

Aspiratorul turbinei axiale. Deoarece viteza apei la ieșirea din rotorul turbinei este mare, pentru recuperarea acestei energii cinetice este necesar ca aspiratorul să aibă o lungime relativ mare. Construirea unui astfel de aspirator sub forma unui trunchi de con ar duce la mărirea exagerată a

fundației agregatului, în consecință aspiratoarele turbineor elicoidale sunt curbe, tubul de aspirație are secțiunea de la intrare circulară, iar la ieșire de forma unui dreptunghi cu colțurile rotunjite.

1.4 Instrumente software utilizate în proiectarea asistată de calculator a geometriilor componentelor de turbine hidraulice

În general, în toate ramurile industriale din prezent, se utilizează proiectarea asistată de calculator (*Computer Aided Design*).

Teoria generală a proiectării (TGP) se bazează pe modelul topologic al inteligenței umane, având ca obiectiv, dezvoltarea sistemelor inteligente CAD. Rolul important în proiectare îl constituie „cunoștințele proiectantului”.

Obiectivul proiectării conceptuale este constituit din producerea unui set de principii funcționale și geometrice, ce acordă atenție, în principal, cerințelor de fezabilitate și prelucrabilitate a produsului. Proiectarea conceptuală este considerată punctul cheie al procesului de proiectare.

Sistemele CAD oferă facilități pentru crearea interactivă de modele ale ansamblelor și subansamblelor caracteristice desenului tehnic, precum și calcule specifice fazei de proiectare. În realizarea sistemelor CAD se alocă resurse hardware și software. Programele CAD[W],[L] (software) se împart în funcție de numărul de dimensiuni ale desenului final, în două categorii: programe pentru sisteme 2D și programe pentru sisteme 3D.

Proiectarea mașinilor hidraulice are la bază existența unor modele performante testate în laborator. De asemenea, se are permanent în vedere creșterea fiabilității turbinelor în exploatare și ecologizarea lor în funcționare prin adoptarea unor soluții constructive noi și optimizarea caracteristicilor tehnice utilizând proiectarea asistată de calculator (CAD) prin modelare 3D, analiză cu element finit și alte procedee specifice. Elementele de noutate sunt utilizate, de asemenea, în retehnologizarea și reabilitarea turbinelor hidraulice care au un număr apreciabil de ani de la punerea în funcțiune. **Figura 1.7**, prezintă exemple de ansambluri de turbine proiectate prin aplicațiile CAD : Autodesk Inventor, SolidWorks [71], [90].

Sistemele de proiectare asistată de calculator sunt destinate creării interactive de modele ale obiectelor tehnice, oferă modalități de analiză a modelelor și de realizare a documentelor necesare pentru fabricarea obiectelor proiectate și sunt folosite într-o zonă largă de domenii: mecanică, electronică, electrotehnică, construcții, arhitectură, multimedia, etc. Posibilitatea de a folosi programe de calculator specializate în realizarea desenelor tehnice a adus o îmbunătățire notabilă în modul de realizare al acestora.

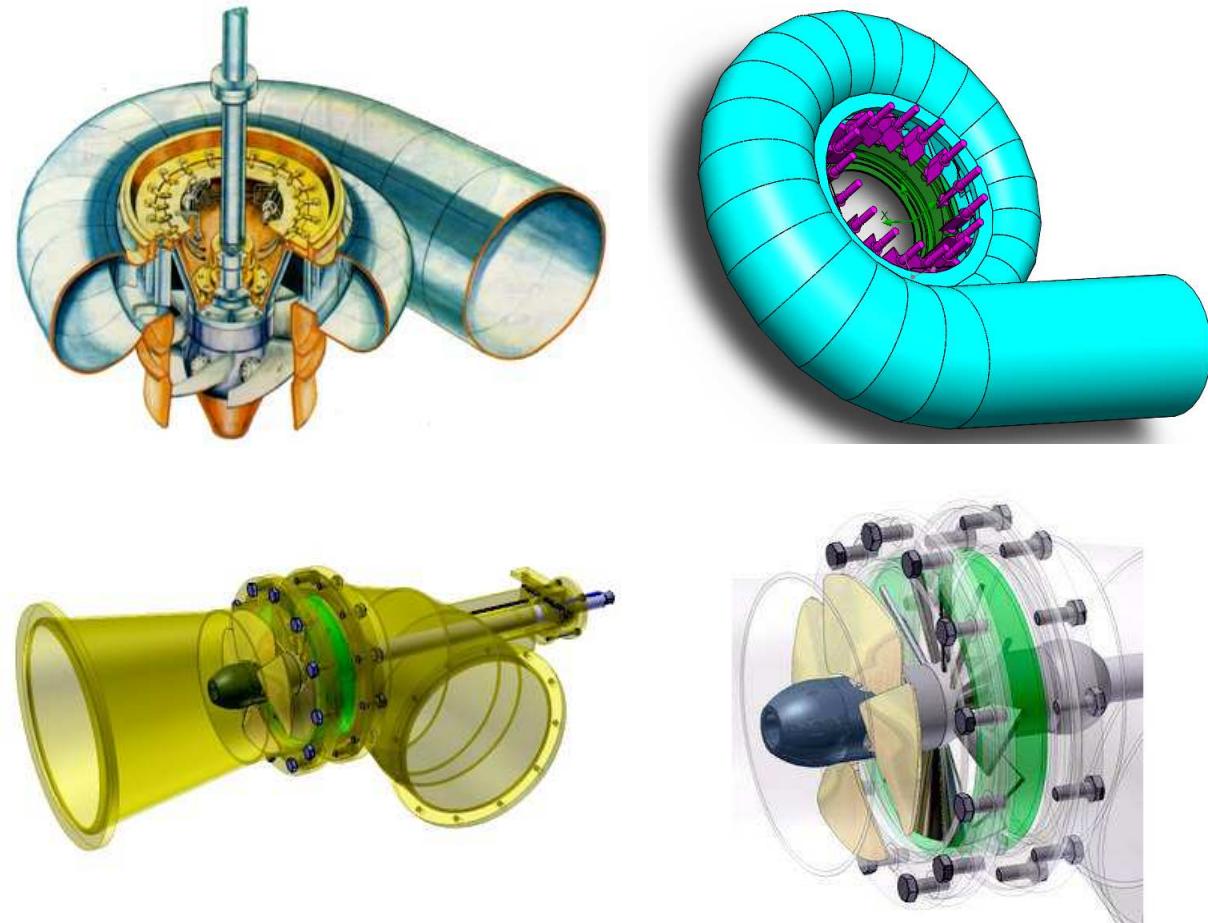


Fig. 1.7 Exemple de ansamble proiectate cu ajutorul aplicațiilor CAD

Dezvoltarea sistemelor CAD a permis îmbunătățirea graficii, calculatorul devenind astfel un asistent al întregului proces de proiectare. Inițial, programele CAD au fost concepute pentru realizarea desenelor. În acest fel, se trecea de la activitatea de desenare pe planșetă la realizarea desenelor pe calculator. În timp, au apărut bibliotecile pentru elemente standardizate, cum sunt: șuruburile, piulițele, diferite profile, etc.

În acest mod, activitățile de rutină desfășurate pentru realizarea desenelor în programele CAD au început să fie efectuate folosind programe atașate programului de bază. Apoi, s-a trecut la modelarea 3D. Aceasta permite reprezentarea obiectului cu trei dimensiuni. Prin acest procedeu, se realizează întâi reprezentarea obiectului în trei dimensiuni, după care se efectuează proiecțiile secțiunilor acestuia și vederile necesare.

Autodesk Inventor este un program de modelare tridimensională (3D) a pieselor și ansamblelor [63]. Proiectarea piesei se execută direct în mediul 3D obținându-se un model ce reprezintă echivalentul computerizat al piesei reale, iar în model sunt încorporate nu numai



dimensiunile piesei, dar și informația inteligentă asociată: arii, volume, centru de greutate, momente de inerție.

Mai multe piese pot fi îmbinate după o logică impusă, generând astfel un ansamblu, ce poate fi integrat ca subansamblu într-un ansamblu de nivel superior; această tehnică permite modelarea de ansamble complexe ca formă și cu un număr foarte mare de componente.

Se pot crea fișiere ce derulează în timp real asamblarea componentelor, generând o prezentarea animată a procesului. Se oferă instrumente eficiente pentru generarea pieselor standardizate ca formă, dar cu dimensiuni variabile.

Pe baza modelării pieselor și ansamblelor, se pot obține foarte rapid desene de execuție, prin generarea automată a vederilor, proiecțiilor, secțiunilor, detaliilor, rupturiilor, desene ce pot fi completate foarte rapid cu dimensiuni, adnotări, tabele de coordonate pentru găuri și tabele de componență; corespondența dintre modele și desenul de execuție este bidirectională, modificarea dimensiunilor piesei reactualizând automat desenul de execuție și invers.

Maniera clasică de proiectare se bazează pe desenele de execuție realizate de către proiectant, majoritatea acestora constituind proiecții și vederi ale piesei, modelul real fiind imaginat în mintea proiectantului, cititorii acestor desene depunând efortul asimilării proiecțiilor și reconstituirii imaginare a piesei reale.

În Autodesk Inventor procesul de proiectare este inversat față de maniera clasică: se generează modelul 3D al piesei sau ansamblului, iar din acesta rezultă desenele de execuție; astfel, piesa sau ansamblul modelat în spațiul 3D oferă privitorului senzația de realitate identică pe care o are privind piesa reală.

Programul SolidWorks [61] este un pachet software de proiectare 3D, produs de Dassault Systemes, ce rulează sub interfața grafică Windows. Programul este utilizat pentru modelarea tridimensională a reperelor, a asamblurilor, precum și pentru realizarea desenelor de execuție ale pieselor. Este un software de modelare parametrică, ce permite modificarea geometriei unei piese, prin modificarea cotelor acesteia. O modificare făcută asupra piesei se reflectă automat în ansamblul din care face parte și în desenul de execuție al piesei.

Proiectarea unui sistem mecanic, cu ajutorul pachetului SolidWorks, cuprinde următoarele etape:

- Modelarea 3D a reperelor, în fișiere de tip *Part*;
- Modelarea 3D a sistemului mecanic, prin realizarea subasamblelor și a ansamblului general, în fișiere de tip *Assembly*;

- Simularea mișcării acestuia (dacă sistemul mecanic este mobil), determinarea mobilității, analiza cinematică (determinarea câmpului de viteze și accelerării) și analiza cinetostatică (determinarea forțelor și a momentelor din legături), folosind SolidWorks Motion;
- Simularea comportării elementelor sistemului mecanic, sub acțiunea forțelor și a momentelor exterioare și a celor din legături, analiza stării de tensiuni și deformații, folosind SolidWorks Simulation;
- Optimizarea sistemului mecanic proiectat, pe baza rezultatelor anterioare, prin remodelarea reperelor, unde este cazul, reconstituirea ansamblului și repetarea analizei stării de mișcare și de rezistență, până la obținerea variantei optime a sistemului mecanic;
- Întocmirea documentației de execuție a tuturor reperelor sistemului mecanic, în fișiere de tip *Drawing*.

Modelarea cu ajutorul pachetului SolidWorks are proprietatea de asociativitate între *Part*, *Assembly* și *Drawing*, care constă în aceea că orice modificare efectuată asupra *Part*-ului se transmite ulterior în mod automat în *Assembly* și în *Drawing*.

1.5 Instrumente software utilizate în analiza structurală a componentelor de turbine hidraulice (camera spirală, stator, aparat director)

SolidWorks este un program complex, de calcul pe bază de element finit. Domeniile de utilizare sunt de studiu static și dinamic de rezistență a materialelor, studiu termic, static și dinamic, studiu de curgere a fluidelor, precum și cel mai complex tip de studii de la ora actuală: studii cuplate, adică cu rezultatele unui studiu termic se determină tensiunile și deformațiile ce apar într-o piesă sau într-un ansamblu.

Programul SolidWorks oferă următoarele module sau unelte ingineresci:

- Design Tables (tabele de proiectare). Acestea permit construirea mai multor configurații ale unei piese prin atașarea valorilor dintr-un tabel (creat în Excel) la cotele piesei;
- Dimension Revisions (revizuirea cotelor). Atunci când se modifică cota unui model, orice document SolidWorks care se află în relație cu acel model, se reactualizează;
- Import/Export. Se poate importa și exporta formate diferite de fișiere “în” și “din” programul SolidWorks;
- Reload – Replace. Reload permite actualizarea documentelor la care au acces mai mulți utilizatori, pentru a permite încărcarea ultimei versiuni, inclusivând orice modificare făcută de

un alt utilizator. Replace permite înlocuirea unui document referință cu alt document, aflat oriunde în rețea;

- Application Programming Interface (API). Programul SolidWorks are o interfață de programare OLE. API conține sute de funcții care pot fi apelate din Visual Basic, VBA (Excel, Access etc), C, C++ sau din fișiere macro SolidWorks. Folosirea API duce la reducerea timpului de proiectare;
- eDrawings. Se pot crea fișiere eDrawing din piese, ansambluri sau desene SolidWorks, apoi se pot trimite prin e-mail către parteneri și aceștia pot vizualiza imediat aceste fișiere. Mărimea acestor fișiere este mult mai mică decât a celor inițiale din SolidWorks;
- FeatureWorks este o aplicație care recunoaște primitivele sau operațiile topologice ale unui corp solid importat într-un document SolidWorks. Aceste primitive și operații sunt tratate la fel cu cele pe care le creați în SolidWorks. Acestea se pot edita și modifica;
- PhotoWorks este o aplicație care permite crearea de imagini foto-realistică direct cu ajutorul modelelor din SolidWorks. Se pot specifica proprietăți ale suprafețelor modelului ca de exemplu: culoare, textură, reflexie și transparență. PhotoWorks dispune de o bibliotecă de texturi (metale, materiale plastice, etc.) sau suplimetar, se pot accesa imagini proprii de suprafețe pe care le puteți folosi ca texturi, materiale, scene, etc.;
- SolidWorks 3D Instant Website. Acesta permite crearea de pagini web direct din SolidWorks;
- SolidWorks Animator. Cu această aplicație se pot anima sau capta ansamblu în mișcare în SolidWorks, genereându-se fișiere de tip „avi” care se pot viziona pe orice computer. Împreună cu PhotoWorks-ul, SolidWorks Animator poate realiza animații foto-realistică;
- SolidWorks Explorer. Acesta este un instrument de management a fișierelor menită să ajute la efectuarea de operații, cum ar fi: redenumiri, înlocuiri sau copieri de documente;
- SolidWorks Toolbox. Acesta include o bibliotecă de piese standard (ANSI, BSI, CISC, DIN, ISO și JIS), integrată în SolidWorks. Astfel se selectează standardul specific și se inserează piesa respectivă (șuruburi, șaibe, rulmenți, profile etc.) în cadrul ansamblului;
- SolidWorks Utilities. Este un set de instrumente ce permite examinarea și editarea pieselor și compararea operațiilor și geometriei pentru perechi de piese;
- Solid Works Simulation. Este modulul de analiză cu elemente finite și optimizare a proiectelor, complet integrat în SolidWorks. Este ideal pentru inginerii care au nevoie de analize, dar nu sunt specialiști în domeniul analizelor cu elemente finite;

- Solid Works Motion. Este un pachet complet integrat în SolidWorks pentru simularea mișcărilor și analize cinematice;

- Flow Simulation. Modulul are opțiuni avansate: modulul de simulare a fluidelor se bazează pe tehnici de simulare computațională dinamică a fluidelor ce permite analiza unei largi palete de probleme incluzând: analize bi- și tri-dimensionale, analiza curgerilor interne și externe, în regim static sau tranzitoriu, a lichidelor incompresibile sau compresibile de tipul gazelor în regim subsonic, transonic sau supersonic, simularea vaporilor de apă în condensație, calculul umidității în fluxurile de gaze, comportamentul lichidelor non-newtoniene, a lichidelor compresibile, a gazelor reale, a curgerilor laminare, turbulent sau tranzitorii, a transferului de căldură și substanță între medii, a curgerilor prin medii poroase.

Presiunile apărute asupra pereților sau pieselor calculate în urma analizei curgerii fluidelor pot fi transferate în modulul de analiză structurală pentru calculul tensiunilor și deformațiilor din conducte, recipienți, dezvoltate asupra palelor de elice sau vanelor, etc. Se va putea astfel evalua complet atât evoluția fluidului, precum și capacitatea de a prelua solicitările rezultate prin acțiunea fluidului. În **figura 1.8** sunt prezentate exemple de studii efectuate pe componente de turbine hidraulice.

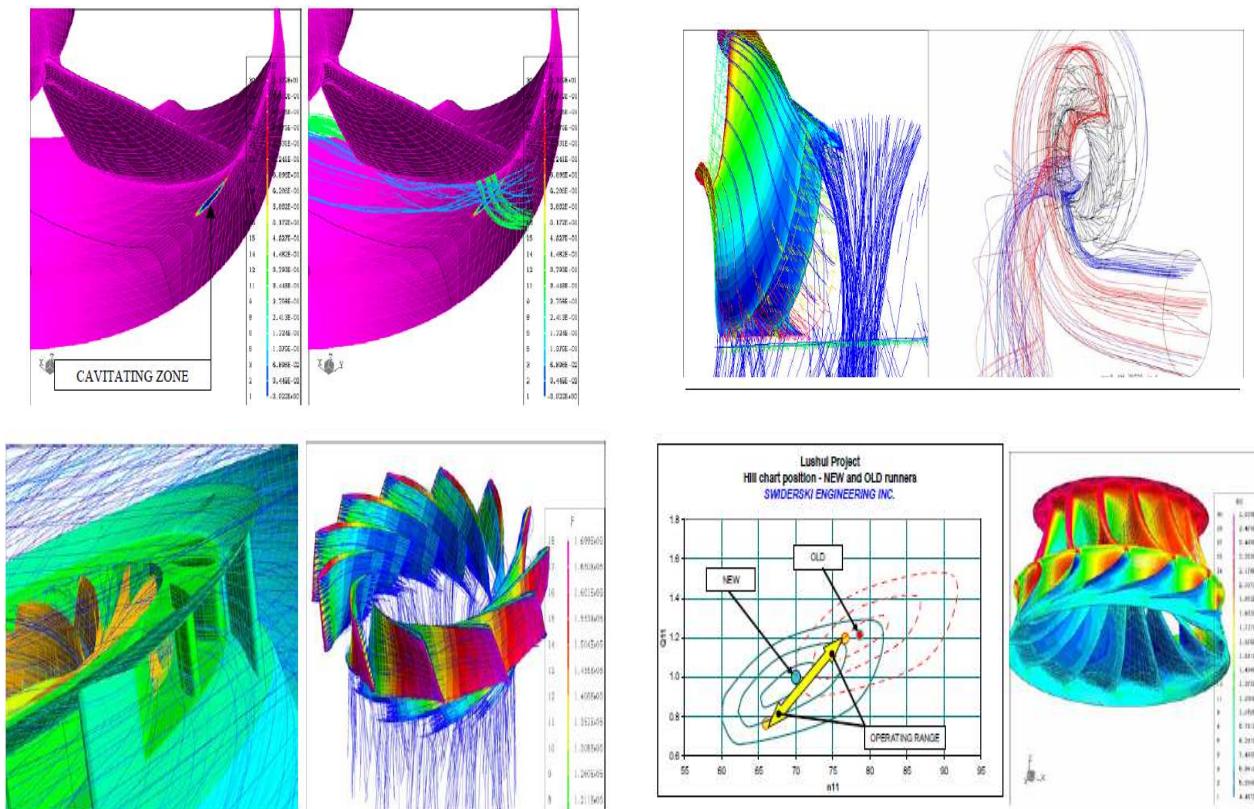


Fig. 1.8 Exemple de studii efectuate pe componente de turbine hidraulice



1.6 Stadiul actual privind analize de curgere a fluidelor în componente ale turbinelor hidraulice

Investigarea numerică a curgerilor în turbomașini reprezintă astăzi componenta esențială a procesului de proiectare și optimizare. Tendința actuală pe plan mondial este de a reduce investigațiile experimentale (mari consumatoare de timp și resurse materiale) în favoarea experimentului numeric. [1]

Modelarea curgerii implică parcurgerea mai multor etape, începând cu alegerea modelului matematic, continuând cu stabilirea unei scheme de discretizare, implementarea algoritmului numeric și obținerea soluției numerice. În final, validarea metodologiei de simulare numerică presupune compararea rezultatelor cu date experimentale de calitate.

În articolul [99] este prezentată analiza numerică a curgerii în distributiorul unei turbine hidraulice model, de tip Francis de turăție caracteristică adimensională $n_o^*=0.5$ [1], pentru care au fost efectuate investigații experimentale la Institutul de Mașini Hidraulice și Mecanica Fluidelor din Lausanne, [7]. Rezultatele măsurătorilor au constituit baza de referință pentru evaluarea performanțelor diverselor tehnici de simulare numerică prezentate în 1989 la GAMM Workshop cu tema “*3D Computation of Incompressible Internal Flows*”,[89].

În general, simularea curgerilor tridimensionale vâscoase în regim turbulent, utilizând tehnica de calcul disponibilă în mod curent, este încă în faza de deziderat. Prin urmare, soluționarea problemelor practice, ingineresci, presupune introducerea unor simplificări în faza de construire a modelului matematic, respectiv de precizare a condițiilor pe frontieră.

În lucrările [98], [97] se prezintă o metodologie numerică pentru proiectarea profilelor subțiri în rețea, prin două metode: elemente finite și elemente de volum, metode implementate într-o aplicație profesională CASCADExpert pentru analiză, proiectarea și optimizarea profilelor, în scopul de a optimiza forma paletelor pentru obținerea unui randament maxim [96]. Rezultatele numerice sunt comparate cu datele experimentale [13], [3] sau cu alte rezultate numerice. Ambele metode numerice de analiză structurală confirmă curgerea lină pe bordurile de atac al rețelei de palete și prezintă devierea reală a curgerii din rețeaua de palete. Analiza numerică abordată în această lucrare dezvoltată și validată va fi inclusă într-o metodologie complexă de optimizare a rețelelor de profile.

Rețelele [97] de profile sunt definite ca o grupare de profile identice și echidistante, asemănătoare cu paletele aerodinamice și joacă un rol principal în proiectarea și funcționarea turbinelor hidraulice. Metode clasice de analiză a curgerii prin rețele de profile au fost rezumate cu

mai mult de două decenii în urmă, în monografii, cum ar fi în referințele bibliografice [35] și [104], iar rezultatele experimentale au fost prezentate în cataloage [81], [10].

Politehnica din Timișoara se ocupă cu cercetarea rețelelor de profile lineare [44] și radiale [44] pentru dezvoltarea unei metode analitice [10] și numerice [65] de calcul [20] pentru curgerea prin rețele. Caracteristicile energetice și cavitationale a rețelei hidrodinamice au fost investigate [1] pentru a releva datele necesare îmbunătățirii funcționării mașinilor hidraulice.

Utilizând un program de analiză numerică [82], [15], [63] autorii au studiat curgerea prin cameră spirală și distribuitor [35], remarcând dezavantaje majore ale curgerii în amonte de rotor. În regiunea frontală a camerei spirale curgerea este deviată până la 90° din cauza formei camerei spirale și a statorului. Deși în cazul statorului, curentul se desprinde la ieșire, afectând condițiile de intrare în aparatul director al turbinei. Această deviere persistă chiar și la ieșirea din aparatul director, deci unghiurile curgerii sunt cu mult mai diferite decât cele din zona interioară a camerei spirale. Această diferență de până la 10% din valoarea medie a unghiului de curgere produce inevitabile modificări de repartiție a presiunii asupra paletelor rotorului. Pentru a reduce aceste imperfecțiuni de curgere [63] la intrarea în rotor, se folosește o tehnologie de recondiționare a statorului [65] în regiunea frontală a camerei spirale. Astfel se mărește lungimea paletei statorului, figura 1.9, adaugând un profil de adaos la bordul de atac al paletelor statorice. Mai mult decât atât, acest profil de adaos a fost orientat pe direcția curgerii. În urma acestor observații, cercetătorii au dezvoltat o procedură de modificare [17] a paletelor statorice în locul cel mai sensibil din zona de curgere în camera spirală, în acest caz lungimea paletei numărul 2 fiind marită cu aproximativ 5% păstrând forma inițială a coardei [18].

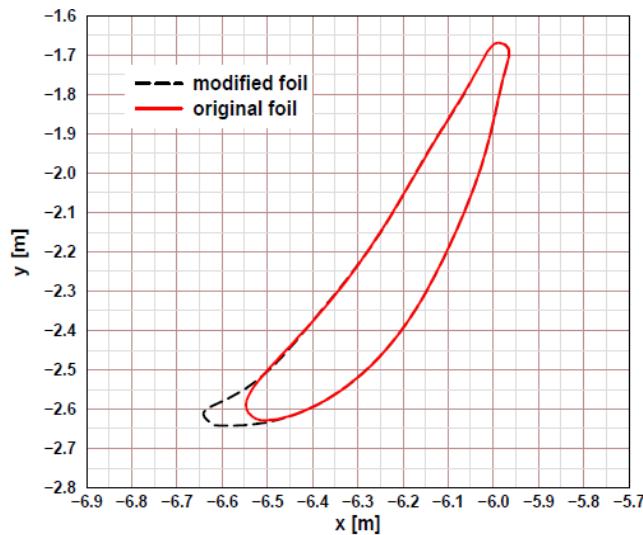


Fig. 1.9 Paleta stator numărul 2 de la o turbină Kaplan

Ca o consecință distribuția tangențială a vitezei în direcții radiale a fost mărită cu aproximativ 30% păstrându-și forma. Tensiunea mecanică resimțită de stator dată de ampoarea forței și de momentul mecanic axial au fost mărite cu aproximativ 20%, **figura 1.10 și 1.11**.

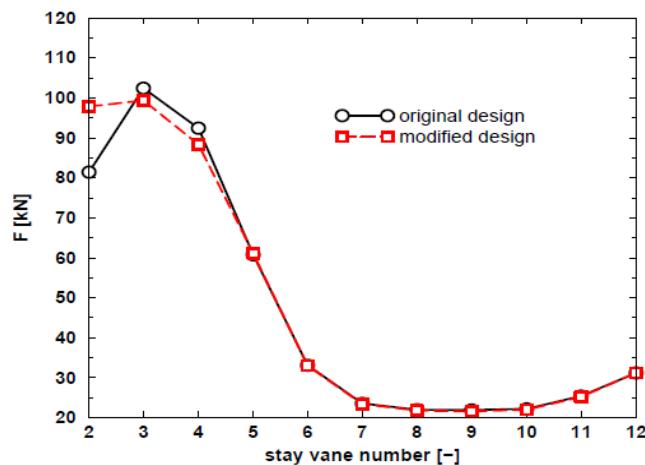


Fig. 1.10 Forța pe paletele statorului unei turbine Kaplan

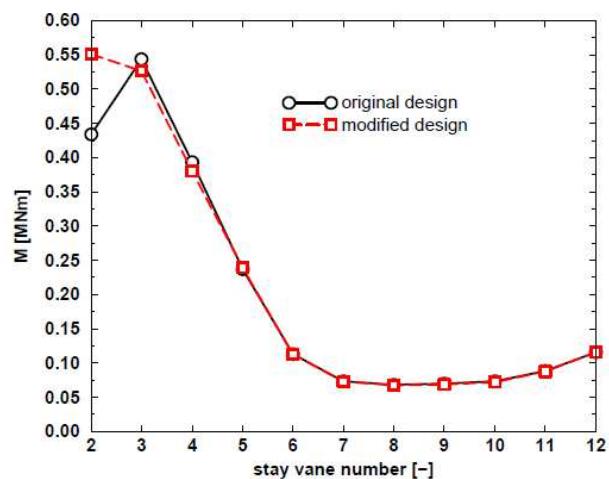


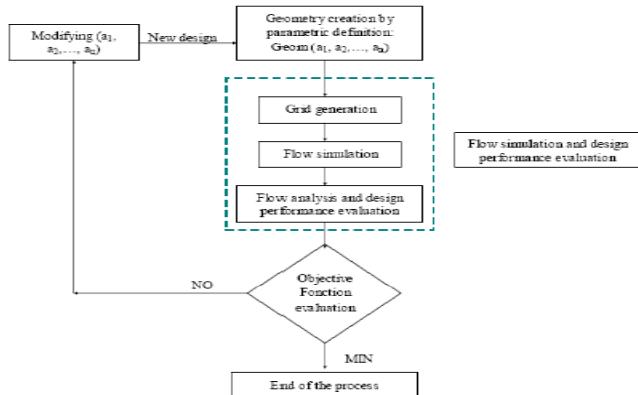
Figure 1.11 Momentul pe paletele statorului unei turbine Kaplan

În articolul [9] s-a prezentat un proces complet automat de optimizare a distribuitorului [36] turbinei Francis. Pentru a testa eficacitatea acesteia, s-au realizat două exemple de optimizare a distribuitorului pentru turbina Francis, primul cu turația specifică egală cu 81 și al doilea cu turația specifică egală cu 48.

Procedura de optimizare în proiectare este descrisă ca un proces iterativ bazat pe un precedent și un model inițial, ea constă în patru etape prezentate în **figura 1.12** [1]. Obiectivul de optimizare în cauză utilizează trei parametri. Primul parametru este legat de pierderile energetice calculate din variația presiunii totale la intrare/ieșire [49], [56], [57]. Al doilea parametru, referitor la perturbarea curgerii, este variația de geometrie a unghiul de ieșire. Al treilea parametru se referă la costul geometriei, în corelație cu suprafața camerei spirale.

În ambele cazuri, s-au obținut două geometrii noi, cu cea mai bună eficiență și de performanță superioară față de cele inițiale. Timpul de optimizare a fost rezonabil. Îmbunătățirea eficienței a ajuns la aproximativ 1,5%, în timp ce suprafața camerei spirale s-a redus la (3÷5)% și pierderile energetice la (1÷2)%. Mai mult, autorii consideră că această procedură de optimizare se poate extinde la alte turbine hidraulice într-o manieră simplistă.

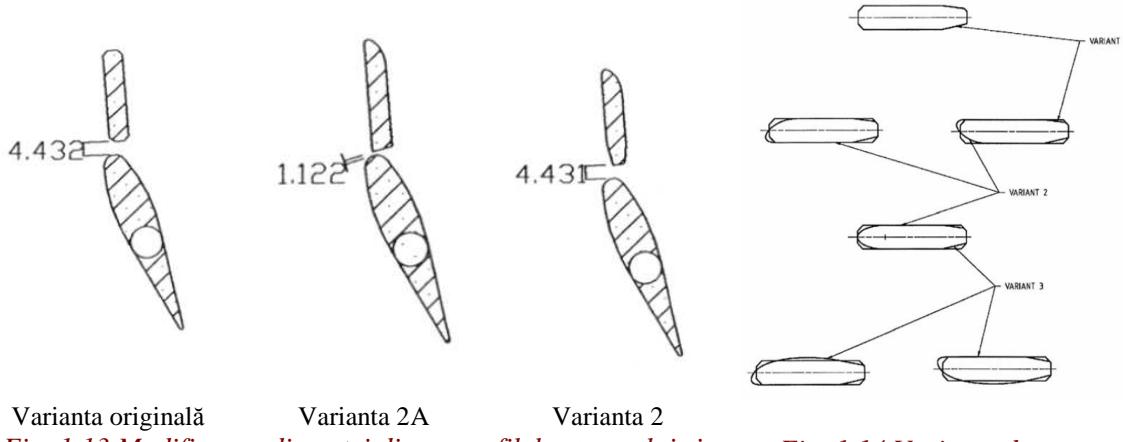
În lucrarea [100] se evaluatează potențialele avantaje raportate la mediu și performanță, care pot fi realizate într-o turbină Kaplan, prin modificări non-structurale ale statorului și ale ansamblului aparatului director. [1]



*Fig. 1.12
Procedura de optimizare a proiectării distribuitorului*

Principalele studii în domeniul hidraulicii privind statorul și aparatul director au arătat că dispunerea statorului și ale aparatului director poate avea un impact semnificativ asupra mediului și performanței unei turbine.

În acest sens au fost create trei modele diferite de stator **figura 1.13**. Toate cele trei modele au utilizat mai multe profile pentru a se corela caracteristicile de curgere în secțiunile diferite ale inelului statorului. Pentru varianta 2, **figura 1.14**, s-a estimat o reducere de 51% a pierderilor hidraulice locale prin stator și aparatul director, cu modificări minime structurale la nivelul statorului original. De asemenea s-a evidențiat o îmbunătățire, prin rotirea aparatului director cu 1,08° în sensul acelor de ceasornic față de modelul original.



*Fig. 1.13 Modificarea distanței dintre profilele statorului și aparatului director
Fig. 1.14 Variante de stator*

În scopul de a spori și mai mult a performanței, varianta 2 a suferit în continuare o serie de modificări, pentru a se reduce intervalul dintre stator și aparatul director (cunoscută ca fiind o zonă de accelerare dăunătoare și schimbări de presiune) numită în continuare varianta 2A. Testele făcute pe această varianta au dovedit o performanță mai ridicată a acesteia decât a modelului original cu 0,5 ÷ 0,7%.



Din testele făcute asupra celor două modele, varianta 2A s-a dovedit a fi opțiunea cu cele mai bune rezultate. Aceste mici modificări făcute profilului și configurației statorului și aparatului director au condus la un impact redus asupra mediului și a îmbunătățit calitatea curgerii. Având în vedere costurile reduse ale acestor modificări și avantajele lor, aceastea pot fi utilizate pentru orice reabilitare.

În articolul [83] sunt realizate simulări ale unei întregi turbine Francis, incluzând interacțiunile neregulate din distribuitor. Turbina studiată este compusă din camera spirală, rotor cu 13 palete și aparat director cu 24 palete și tub de aspirație. Condițiile de frontieră sunt aplicate la intrarea în camera spirală și la ieșirea din tubul de aspirație. În calcule nu este luată în considerare nici o periodicitate pentru stator, aparat director sau rotor. Așadar distribuitorul și rotorul trebuesc modelate numeric [84],[85],[86]. Din cauza faptului că apar puternice interacțiuni între componente (în mod special între aparat director, rotor și con de aspirație) este foarte important să ținem cont de aceste interacțiuni în simulare pentru a obține o acuratețe mare.

În ultimul timp s-au efectuat foarte multe încercări [46],[32] pe direcția circumferențială aplicându-se procedura de mediere a rezultatelor obținute, pentru o mai mare acuratețe. Acest fapt ne permite să luăm în considerare doar un singur canal distribuitor-rotor și să facem un calcul constant rezultând o economisire substanțială de resurse de calcul. Aproximări diferite sunt comparate în articolul [48]. Rezultatele obținute sunt foarte apropiate de măsurătorile reale și pot fi aplicate în proiectarea turbinelor [80],[58],[88].

Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Principalele obiective propuse spre a fi realizate în prezența teză de doctorat sunt următoarele:

- ✓ realizarea unei sinteze bibliografice în domeniul turbinelor hidraulice, axată cu precădere pe componentele care constituie obiectul tezei: cameră spirală, statorul și aparat director;
- ✓ normalizarea mărimilor caracteristice ale profilelor simetrice și asimetrice utilizate la proiectarea aparatului director;
- ✓ elaborarea unui algoritm matematic în vederea calculului programat al caracteristicilor aparatului director $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profile standardizate simetrice și asimetrice;
- ✓ implementarea algoritmului și finalizarea unui program pe calculator în limbajul Python pentru calcului caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$;
- ✓ verificarea caracteristicilor calculate cu curbe experimentale și curbe rezultate din SolidWorks;
- ✓ analiza structurală a unor variante de camere spirale și statoare, pentru determinarea comportării din punct de vedere al rezistenței a unor variante de soluții constructive ale acestor componente; aceste analize se vor derula prin Centrul de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice (C.C.H.A.P.T.), din cadrul Universității „Eftimie Murgu” Reșița, pe baza cerințelor beneficiarului S.C. Hydro Engineering S.A., în vederea oferirii de soluții concrete pentru componente ale unor turbine hidraulice aflate în curs de proiectare: cameră spirală, stator;
- ✓ cercetări experimentale efectuate pe modele de turbină hidraulică de tip Francis, în scopul determinării influenței subansamblurilor: aparat director, stator respectiv cameră spirală, asupra caracteristicilor energetice ale modelului; cercetările pe modele se vor derula pe standul de încercări experimentale pe modele de turbine al S.C. Hydro Engineering Reșița;
- ✓ probe index pe o centrală echipată cu turbine Francis, pentru expertizarea funcționării hidroagregatului după reparația capitală și verificarea similitudinii modelului cu prototipul; cercetările vor fi derulate prin Centrul de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice din cadrul Universității „Eftimie Murgu” din Reșița.



Cap. 3 CINEMATICA APARATULUI DIRECTOR

3.1 Introducere

Aparatul director (AD) este o componentă specifică turbinelor hidraulice. Paleta de aparat director este calculată pentru a asigura o curgere uniformă din punct de vedere hidrodinamic. Funcția paletelor aparatului director este de a ghida curgerea apei spre rotor și de a modifica debitul respectiv viteza apei, prin ajustarea unghiului de dispunere a paletelor. Reglarea paletelor aparatului director este efectuată cu ajutorul unuia sau mai multor servomotoare.

La proiectarea aparatului director se pune problema determinării caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$, unde a_o este deschiderea aparatului director, α este unghiul de poziționare al paletei directoare, iar S este cursa servomotorului, [72], [23]. În cadrul acestui capitol se urmărește realizarea următoarelor obiective:

- normalizarea mărimilor caracteristice ale profilelor simetrice și asimetrice utilizate la proiectarea aparatului director;
- elaborarea unui algoritm matematic în vederea calculului programat al caracteristicilor aparatului director $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profile standardizate simetrice și asimetrice;
- implementarea algoritmului și finalizarea unui program pe calculator în limbajul Python pentru calcului caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$;
- verificarea caracteristicilor calculate cu curbe experimentale și curbe rezultate din SolidWorks, [69].

În cele ce urmează vor fi utilizate următoarele noțiuni:

- deschidere aparat director a_o – definită prin diametrul maxim al cilindrului care poate fi trecut printre 2 palete învecinate ale AD, palete aflate într-o poziție curentă definită de unghiul α ;
- profil generator PG – este profilul real de tip simetric la care bordul de fugă este teșit;
- profil teoretic PT – este profilul de tip simetric a cărui frontieră coincide cu frontieră profilului generator PG, dar la care bordul de fugă nu este teșit;
- α - unghiul de rotație al paletelor aparatului director, valoarea 0° corespunde poziției complet închis, când coarda profilului formează unghiul δ cu tangenta la cercul de diametru D_o , diametrul caracteristic al AD.

3.2 Profile simetrice

3.2.1 Mărimi caracteristice ale profilelor simetrice

Mărimile caracteristice ale profilelor simetrice sunt preluate din Kovalev [50], pentru $Z_o=16$, 24, 32 palete directoare și diferite diametre D_o , conform tabelului 3.1 respectiv figurii 3.1.

Tabel 3.1

Mărimi caracteristice ale profilelor simetrice AD pentru $Zo=16, 24$ și 32 palete

D_o	2150	2350	2650	2900	3200	3500	3850	4300	4750
Z_o	16	16	16	24	24	24	24	24	24
a	41	44.8	50.4	36.9	40.6	44.4	48.9	54.5	60.3
b	49.7	54.3	61.1	44.6	49.3	53.9	59.2	66.1	73.1
c	51.7	56.5	63.7	46.5	51.4	56.1	61.7	68.8	76.1
d	49.7	54.3	61.1	44.6	49.3	53.9	59.2	66.1	73.1
e	45.1	49.2	55.4	40.5	44.7	48.8	53.7	59.9	66.3
d0	77.9	85.1	95.8	69.9	77.2	84.4	92.9	103.6	114.4
m	41.2	45.1	50.7	37.1	40.9	44.7	49.2	54.9	60.6
k	4.1	4.5	5	3.7	4.1	4.4	4.9	5.5	6
r	32.1	35.1	39.5	28.9	31.9	34.9	38.3	42.7	47.3
R1	130	143	163	96	106	116	127	142	140
R2	82	91	103	76	84	92	101	113	125
R3	192	209	236	175	193	211	231	259	286
f	46	50.7	55.6	40.5	45	49	54.5	60.5	67.2
L1	233	254	286	209	231	252	277	309	342
L2	248	271	305	223	246	269	296	329	365
L	481	525	591	432	477	521	573	638	707
q	12	15	15	12	12	15	15	15	20

D_o	5250	5800	6400	7000	7700	8400	9300	10500	10800
Z_o	24	24	24	24	24	32	32	32	32
a	66.6	73.7	81.2	88.9	97.8	80	88.7	100	102.8
b	80.8	89.3	98.5	107.7	118.5	97	107.4	121.2	124.7
c	84.1	93	102.6	112.1	123.4	101	111.8	126.2	129.8
d	80.8	89.3	98.5	107.7	118.5	97	107.4	121.2	124.7
e	73.3	81.1	89.4	97.7	107.5	88	97.6	110	113.2
d0	126.6	140	154.2	168.7	185.7	152	168.3	190	195.4
m	67	74.1	81.8	89.4	98.4	80.5	89.2	100.7	103.5
k	6.7	7.4	8.1	8.9	9.8	8	8.9	10	10.3
r	52.3	57.7	63.6	69.6	76.6	62.7	69.5	78.4	80.6
R1	176	187	214	232	258	187	207	234	241
R2	138	150	169	184	206	170	188	212	219
R3	315	349	385	421	463	381	422	476	490
f	73	83.7	90	98.3	106.3	88.5	97.8	110.1	113.8
L1	379	418	461	504	555	454	503	568	584
L2	404	445	491	538	591	484	536	605	622
L	781	863	952	1042	1146	938	1039	1173	1206
q	20	25	25	25	25	25	25	25	25

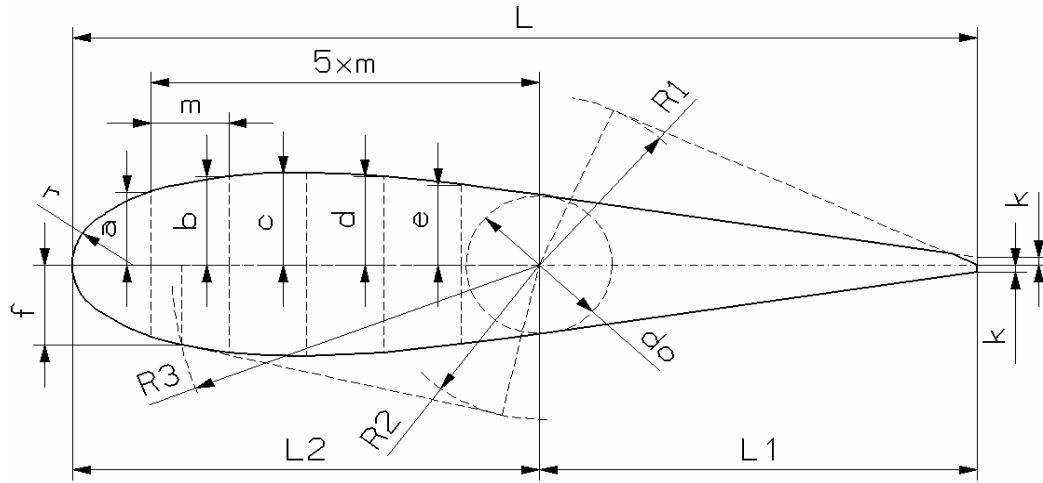


Fig. 3.1 Mărimi caracteristice ale profilelor simetrice AD

În vederea calculului programat al caracteristicilor AD mărimile din [tabelul 3.1](#) s-au normalizat prin multiplicare cu numărul de palete Z_0 respectiv împărțire cu diametrul caracteristic al aparatului director D_0 . În [tabelul 3.2](#), pentru fiecare mărimă normalizată s-a obținut media, care s-a înmulțit cu 100 pentru creșterea preciziei programului. Pentru mărimile R_1 , L și q , mediile nu s-au calculat, deoarece raza R_1 se va determina din condiția de închidere, [& 3.24](#), L rezultă ca sumă a mărimilor L_1 și L_2 , iar distanța q se va determina direct în program. Prin normalizare se obțin valori constante pentru fiecare mărimă, independente de D_0 sau Z_0 , care pot fi utilizate în programul de calcul. [Figura 3.2](#) prezintă mărimile caracteristice ale profilelor simetrice suplimentate cu alte mărimi necesare programării calculului caracteristicilor AD.

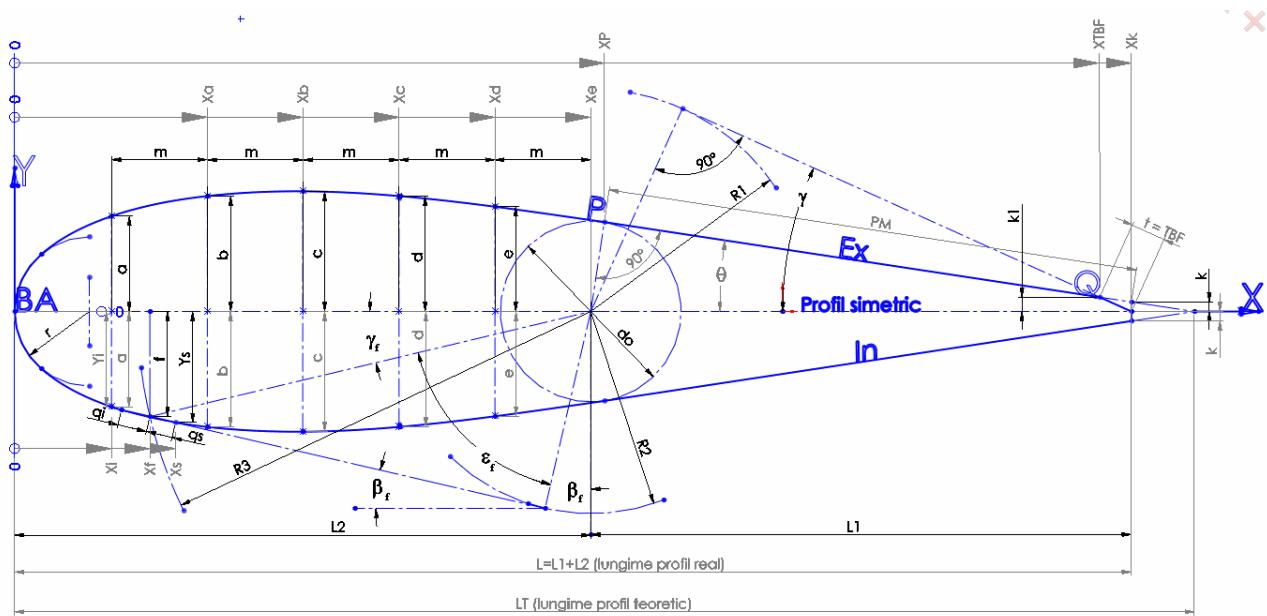


Fig. 3.2 Mărimi caracteristice suplimentare ale profilelor simetrice AD

Tabel 3.2

Mărimi caracteristice normalize ale profilelor simetrice AD pentru Zo=16, 24 și 32 palete

D_o	2150	2350	2650	2900	3200	3500	3850	4300	4750	5250
Z_o	16	16	16	24	24	24	24	24	24	24
a	0.3051	0.305	0.3043	0.3054	0.3045	0.3045	0.304831	0.304186	0.304674	0.304457
b	0.3699	0.3697	0.3689	0.3691	0.3698	0.3696	0.369039	0.36893	0.369347	0.369371
c	0.3847	0.3847	0.3846	0.3848	0.3855	0.3847	0.384623	0.384	0.384505	0.384457
d	0.3699	0.3697	0.3689	0.3691	0.3698	0.3696	0.369039	0.36893	0.369347	0.369371
e	0.3356	0.335	0.3345	0.3352	0.3353	0.3346	0.334753	0.334326	0.334989	0.335086
d0	0.5797	0.5794	0.5784	0.5785	0.579	0.5787	0.579117	0.578233	0.578021	0.578743
m	0.3066	0.3071	0.3061	0.307	0.3068	0.3065	0.306701	0.306419	0.306189	0.306286
k	0.0305	0.0306	0.0302	0.0306	0.0308	0.0302	0.030545	0.030698	0.030316	0.030629
r	0.2389	0.239	0.2385	0.2392	0.2393	0.2393	0.238753	0.238326	0.238989	0.239086
R1	0.9674	0.9736	0.9842	0.7945	0.795	0.7954	0.791688	0.792558	0.707368	0.804571
R2	0.6102	0.6196	0.6219	0.629	0.63	0.6309	0.62961	0.630698	0.631579	0.630857
R3	1.4288	1.423	1.4249	1.4483	1.4475	1.4469	1.44	1.445581	1.445053	1.44
f	0.3423	0.3452	0.3357	0.3352	0.3375	0.336	0.33974	0.337674	0.339537	0.333714
L1	1.734	1.7294	1.7268	1.7297	1.7325	1.728	1.726753	1.724651	1.728	1.732571
L2	1.8456	1.8451	1.8415	1.8455	1.845	1.8446	1.845195	1.836279	1.844211	1.846857
L	3.5795	3.5745	3.5683	3.5752	3.5775	3.5726	3.571948	3.56093	3.572211	3.570286
q	0.0893	0.1021	0.0906	0.0993	0.09	0.1029	0.093506	0.083721	0.101053	0.091429

D_o	5800	6400	7000	7700	8400	9300	10500	10800	Media = Mărime x Zo/Do	100 x Media
Z_o	24	24	24	24	32	32	32	32		
a	0.305	0.3045	0.3048	0.3048	0.3048	0.3052	0.304762	0.304593	0.304741	30.47412
b	0.3695	0.3694	0.3693	0.3694	0.3695	0.3695	0.369371	0.369481	0.369391	36.93908
c	0.3848	0.3848	0.3843	0.3846	0.3848	0.3847	0.38461	0.384593	0.384657	38.46569
d	0.3695	0.3694	0.3693	0.3694	0.3695	0.3695	0.369371	0.369481	0.369391	36.93908
e	0.3356	0.3353	0.335	0.3351	0.3352	0.3358	0.335238	0.335407	0.335105	33.51048
d0	0.5793	0.5783	0.5784	0.5788	0.579	0.5791	0.579048	0.578963	0.578822	57.88222
m	0.3066	0.3068	0.3065	0.3067	0.3067	0.3069	0.306895	0.306667	0.306634	30.66342
k	0.0306	0.0304	0.0305	0.0305	0.0305	0.0306	0.030476	0.030519	0.030512	3.051212
r	0.2388	0.2385	0.2386	0.2388	0.2389	0.2391	0.238933	0.238815	0.238868	23.88683
R1	0.7738	0.8025	0.7954	0.8042	0.7124	0.7123	0.713143	0.714074	0.801891	-
R2	0.6207	0.6338	0.6309	0.6421	0.6476	0.6469	0.646095	0.648889	0.632284	63.18354
R3	1.4441	1.4438	1.4434	1.4431	1.4514	1.452	1.450667	1.451852	1.442801	144.0469
f	0.3463	0.3375	0.337	0.3313	0.3371	0.3365	0.335543	0.337185	0.337841	33.83603
L1	1.7297	1.7288	1.728	1.7299	1.7295	1.7308	1.731048	1.73037	1.729456	172.9456
L2	1.8414	1.8413	1.8446	1.8421	1.8438	1.8443	1.84381	1.842963	1.843555	184.3555
L	3.571	3.57	3.5726	3.5719	3.5733	3.5751	3.574857	3.573333	3.572503	-
q	0.1034	0.0938	0.0857	0.0779	0.0952	0.086	0.07619	0.074074	0.090902	-

3.2.2 Elemente caracteristice ale profilului generator simetric

Pentru profil generator simetric sunt cunoscute toate mărimile caracteristice prezente în tabelul 3.2 și figura 3.2, a căror notație se conservă. În baza acestora se pot determina următoarele elemente dimensionale și unghiuilare specifice profilului.

Unghiul θ rezultă ca soluție a ecuației:

$$2 \cdot (L1 + PM) \cdot (\operatorname{tg} \frac{\theta}{2})^2 - 2 \cdot d_0 \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} + 2 \cdot (L1 - PM) = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{unde: } PM = \sqrt{L1^2 + k^2 - d_0^2 / 4} \quad (3.2)$$

$$\gamma_f = \arcsin(f / R3) \quad (3.3) \qquad \varepsilon_f = \arccos(R2 / R3) \quad (3.4)$$

$$\beta_f = 90 - \varepsilon_f - \gamma_f \quad (3.5) \qquad \tau_f = 90 - \beta_f = \varepsilon_f + \gamma_f \quad (3.6)$$

$$x_f = L2 - R3 \cdot \cos \gamma_f \quad (3.7) \qquad y_{fi} = f - q_i \cdot \sin \beta_f \quad (3.8)$$

$$y_{fs} = x_f + q_s \cdot \sin \beta_f \quad (3.9) \qquad x_{fi} = x_f - q_i \cdot \cos \beta_f \quad (3.10)$$

$$x_{fs} = x_f + q_s \cdot \sin \beta_f \quad (3.11) \qquad \gamma = \arcsin(R_{lc} / L_l) \quad (3.12)$$

$$t = k \cdot \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}}{\operatorname{tg} \gamma - \operatorname{tg} \theta} \quad (3.13) \qquad Y_\varrho = k1 = \frac{k \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma - \operatorname{tg} \theta} \quad (3.14)$$

$$X_\varrho = L - Y_\varrho / \operatorname{tg} \gamma \quad (3.15) \qquad X_p = L2 + (d \cdot \sin \theta) / 2 \quad (3.16)$$

$$Y_p = (d_0 \cdot \cos \theta) / 2 \quad (3.17) \qquad X_a = L2 - 5 \cdot m \quad (3.18)$$

$$X_b = L2 - 4 \cdot m \quad (3.19) \qquad X_c = L2 - 3 \cdot m \quad (3.20)$$

$$X_d = L2 - 2 \cdot m \quad (3.21) \qquad X_e = L2 - m \quad (3.22)$$

Observații:

- Soluția corectă a unghiului θ este cea obținută cu semnul '-' a determinantului relației (3.1) ;
- $R1_c$ - reprezintă raza $R1$ corectată din condiția de închidere, & 3.24;
- Ordonatele și abscisele se consideră în raport sistemul de referință propriu al profilului, cu originea în bordul de atac (BA).

3.2.3 Ecuația profilului simetric teoretic

Frontiera profilului teoretic este descrisă printr-o serie Fourier sub forma:

$$\begin{cases} \frac{X}{L_T} = \frac{1}{2} [1 + \cos(\varphi)] \\ \frac{Y}{L_T} = \sum_{i=1}^{N_o} b_i \cdot \sin(i\varphi) \end{cases} \quad (3.23)$$

unde:

- $N_o = 13$ – este numărul coeficienților seriei Fourier asociate profilului teoretic;

- φ - este argumentul cercului parametric al profilului teoretic, care parcurge următoarele valori particulare: $\varphi=0^\circ=360^\circ$ corespunde bordului de fugă; $\varphi=180^\circ$ corespunde bordului de atac; $\varphi \in (0^\circ-180^\circ)$ corespunde extradosului profilului; $\varphi \in (180^\circ-360^\circ)$ corespunde intradosului profilului;
- L_T - este lungimea profilului teoretic, calculată prin [relația 3.24](#) și vizibilă în [figura 3.2](#):

$$L_T = \frac{k}{\tan \theta} + L1 + L2 \quad (3.24)$$

Pentru calculul coeficienților Fourier b_n din [relația 3.23](#) se aplică următorul algoritm:

- din [tabelul 3.2](#) se preiau puncte normalize particulare cunoscute ale profilului (X, Y) conform [tabelul 3.3](#); prin normalizare cu coarda profilului teoretic se obține seria de coordonate X/L_T și Y/L_T ; argumentul φ se calculează din [relația 3.23](#);
- pe baza seriei de coordonate $(X/L_T, Y/L_T)$, prin interpolare spline, se obțin ordonate echidistante ale frontierei profilului, conform [tabelului 3.4](#);
- pe baza ordonatelor echidistante ale frontierei profilului, prin algoritmul analizei armonice și anume schema cu 24 ordonate, se obțin coeficienții b_n , conform [tabel 3.5](#); astfel se obține reprezentarea matematică a frontierei profilului simetric, [relația 3.23](#), prin care putem obține coordonatele oricărui punct de pe frontieră, exprimate în sistemul de referință propriu al profilului, a cărui origine este în bordul de atac (BA) al profilului.

[Figura 3.3](#) prezintă comparativ punctele normalize particulare ([curba a](#)), ordonatele echidistante ([curba b](#)) și puncte recalculate prin interpolare Fourier ([curba c](#)); din grafic rezultă faptul că interpolarea Fourier reproduce frontieră profilului cu mare precizie.

Tabel 3.3

Puncte normalize particulare ale profilului simetric

Mărime / Punct particular	X	Y	X/L _T	φ	Y/L _T
	-	-	-	gr	-
Bord de atac	0	0	0	180	0
Cercul de rază r către bordul de atac al profilului	0.438868329	4.5578219	0.001162792	176.0917	0.01207606
	1.818276599	9.1410938	0.004817568	172.03995	0.024219551
	4.561978419	14.040326	0.012087073	167.37615	0.037200186
	8.532671325	18.298373	0.022607521	162.70466	0.048481984
Punctul a	31.0384086	30.474118	0.08223702	146.67064	0.08074192
Punctul b	61.70182596	36.939082	0.163480492	132.30205	0.097870999
Punctul c	92.36524332	38.465688	0.244723963	120.70061	0.101915779
Punctul d	123.0286607	36.939082	0.325967435	110.36902	0.097870999
Punctul e	153.692078	33.51048	0.407210906	100.69484	0.088786832
Punctul P	188.6937386	28.614114	0.499948659	90.005883	0.075813792
Punct teșitură k	357.3010979	3.0512122	0.946677966	26.701971	0.008084261
Bord de fugă	377.4262323	0	1	0	0

Tabel 3.4
*Ordonate echidistante obținute prin interpolare spline
pentru profil simetric*

Nr. crt.	φ gr	Y/L_T
1	0	0
2	15	0.002715922537
3	30	0.010219651671
4	45	0.022670219459
5	60	0.038632595007
6	75	0.056785169558
7	90	0.075806334356
8	105	0.093307263612
9	120	0.101863589454
10	135	0.095644857844
11	150	0.074994644347
12	165	0.043110099602
13	180	0

Tabel 3.5
*Coeficienții b_n pentru
profil simetric*

Nr. crt.	Coeficienți b_n
1	-
2	0.00000000
3	0.08009782
4	-0.03704820
5	0.00322364
6	-0.00078174
7	-0.00063498
8	-0.00065694
9	0.00045162
10	-0.00033603
11	0.00008766
12	-0.00009606
13	0.00006891

OBS: Profilul fiind simetric, ordonatele pentru $\varphi \in (195^\circ - 360^\circ)$ au valori identice negative.

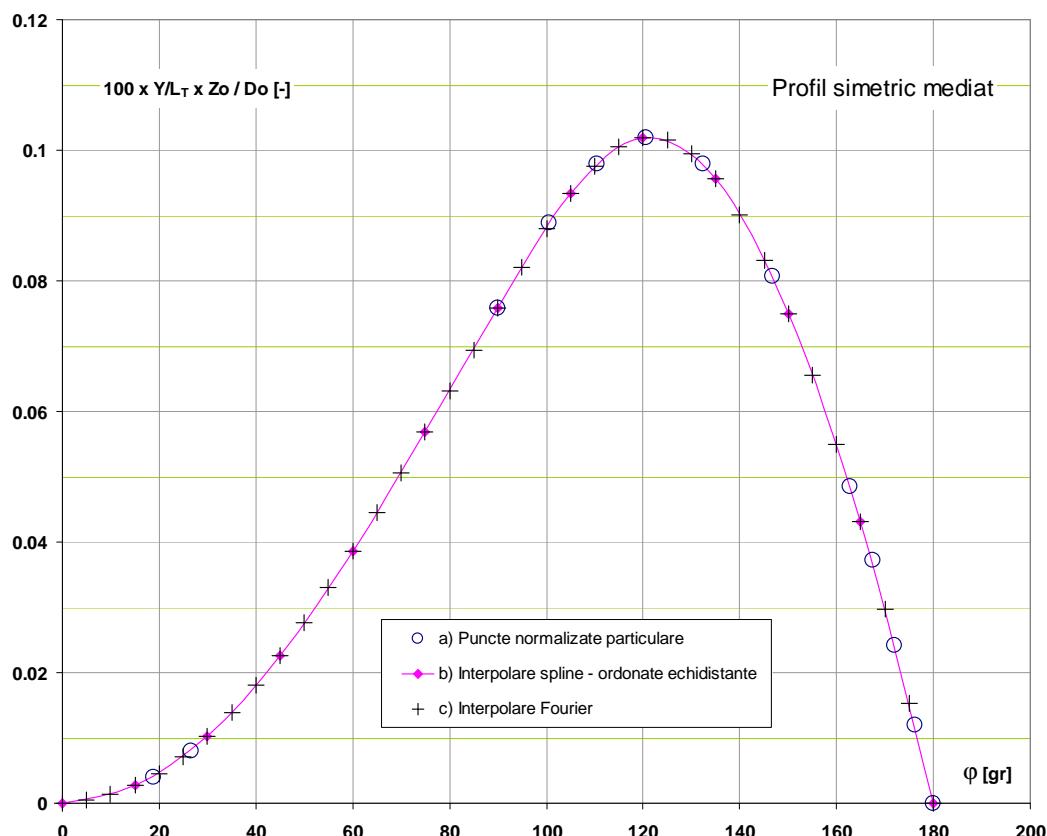


Fig. 3.3 Puncte normalize particulare, ordonate echidistante și interpolare Fourier
pentru profil simetric

3.2.4 Condiția de închidere

În situația închiderii complete, figura 3.4, se impune ca teșitura bordului de fugă (BF) al profilului inferior (PI) să se suprapună perfect peste teșitura dinspre bordul de atac (BA) al profilului superior (PS). Vom introduce noțiunea de dreaptă de contact (DC), definită ca dreaptă comună de suprapunere a teșiturilor BF și BA ale lui PI respectiv PS, în situația închiderii complete a profilelor. Prin condiție de închidere se consideră legătura matematică ce trebuie să existe între parametrii profilului, în situația închiderii complete. În acest caz, din figura 3.4, se observă că DC formează unghiul β_f cu coarda profil superior (CPS). În tot timpul mișcării paletelor aparatului director (AD), între CPS respectiv coarda profil inferior (CPI) se conservă unghiul $\varepsilon=360/Z_0$.

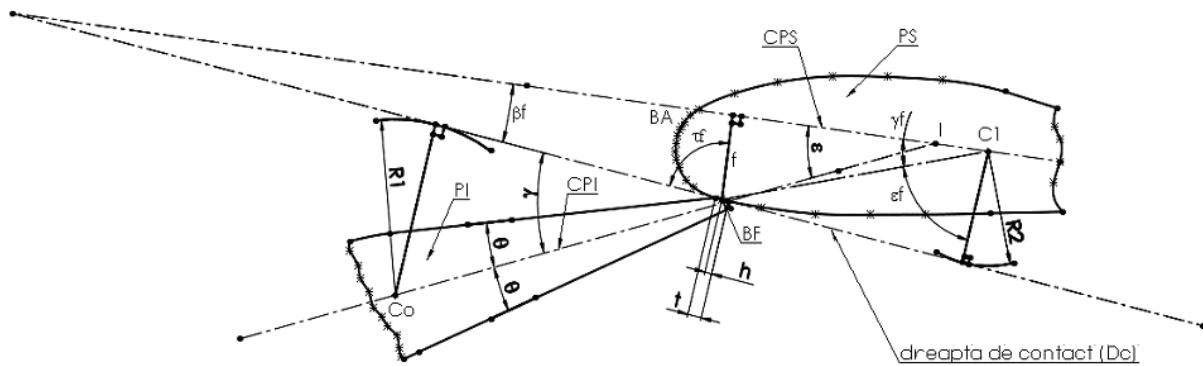


Fig. 3.4 Condiția de închidere a paletelor aparatului director

În baza figurii 3.4, exprimarea matematică a condiției de închidere, devine:

$$\gamma + \tau_f = 90 + \varepsilon \quad (3.25)$$

sau având în vedere relația 3.6, rezultă:

$$\gamma = 90 + \varepsilon - \varepsilon_f - \gamma_f \quad (3.26)$$

iar în baza relației 3.5, rezultă:

$$\gamma = \beta_f + \varepsilon \quad (3.27)$$

Relațiile 3.25 ÷ 3.27 reprezintă condiția de închidere sub forma unghiulară. Având în vedere relațiile 3.1, 3.4 și 3.12 condiția de închidere 3.26, sub forma dimensională devine:

$$\arcsin \frac{R1}{L1} = 90 + \frac{360}{Z_0} - \arccos \frac{R2}{R3} - \arcsin \frac{f}{R3} \quad (3.28)$$

Relația 3.28 exprimă legătura care se impune între parametrii R1, R2, R3, L1, f, Z₀ pentru ca suprapunerea profilelor, în cazul închiderii complete să se realizeze perfect.

Acceptându-se valorile R₂, R₃, L₁ și f se recalculează valoarea corectată a razei R₁, în baza condiției de închidere corespunzătoare **relație 3.28**:

$$R_{1c} = L_1 \cdot \sin\left(90 + \frac{360}{Z_0}\right) - \arccos\frac{R_2}{R_3} - \arcsin\frac{f}{R_3} \quad (3.29)$$

3.2.5 Teșiturile de pe intradosul profilului simetric

Teșiturile q_i și q_s de pe intradosul profilului, **figura 3.2**, se impun pentru a asigura un contact perfect între bordul de atac al profilului superior cu teșitura bordului de fugă al profilului inferior, **figura 3.4**. La închiderea completă a paletelor AD, ambele teșuturi trebuie să se suprapună peste dreapta de contact DC, definită de unghiul $\beta_f = \beta_f(R_2, R_3, f)$, **relația 3.5**, dreaptă care trece prin punctul (X_f, f). Frontiera profilului fiind definită prin **relația 3.23**, rezultă că punctele (X_i, Y_i) și (X_s, Y_s) care definesc teșiturile q_i și q_s, **figura 3.2**, se determină matematic prin intersecția frontierei profilului cu dreapta de contact. Datorită complexității expresiei frontierei profilului, **relația 3.23**, aceste puncte se determină numeric în program prin metoda bisecției.

3.2.6 Unghiul δ

În poziția complet închis a paletelor simetrice ale aparatului director, între coarda profilului și tangenta la cercul de diametru D₀ se formează unghiul δ , **figura 3.5**. Indiferent de diametrul D₀, pentru un număr de palete impus, valoarea unghiului δ este constantă. Valorile unghiului δ , preluate din Kovalev [50] pentru profile simetrice sunt prezentate în **tabelul 3.6**, comparativ cu valorile calculate de program prin **relațiile 3.30 ÷ 3.32**, relații general valabile pentru orice număr de palete respectiv diametru D₀.

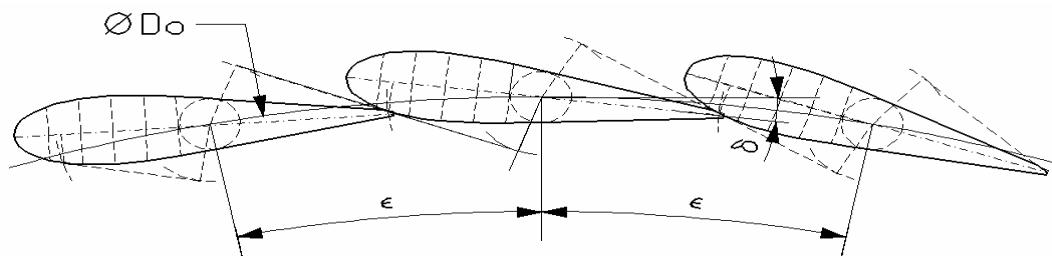


Fig. 3.5 Poziția complet închis a paletelor aparatului director pentru palete cu profile simetrice

*Tabel 3.6
Valorile unghiului δ pentru profil simetric*

Z_0	Kovalev [Kov1]		Program
	$\operatorname{tg} \delta$	δ [gr]	δ [gr]
16	0,1368	7,789710	7,628683
24	0,1305	7,435082	7,200000
32	0,1220	6,955711	6,962058

$$b_\chi = \frac{D_o \cdot \sin(\varepsilon/2)}{1 + R_{lc}/R2} \quad (3.30)$$

$$\chi = \arctg\left(\frac{R2}{\sqrt{b_\chi^2 - R2^2}}\right) \quad (3.31)$$

$$\delta = -\gamma + \chi + \frac{\varepsilon}{2} \quad (3.32)$$

3.2.7 Transpunere coordonate profile în sistem de referință global

Pentru calculul deschiderii a_0 , care se realizează între oricare două profile învecinate, trebuie exprimate coordonatele acestora din sistemul de referință propriu al profilului într-un sistem de referință global, XOY, cu originea în centrul diametrului caracteristic D_o al AD, figura 3.6. Pentru exprimarea relațiilor de transpunere vom nota cu 1 profilul superior PS, iar cu 0 profilul inferior PI.

Coordonatele centrelor celor 2 profile și unghiurile ξ_1 și ξ_o se exprimă prin relațiile:

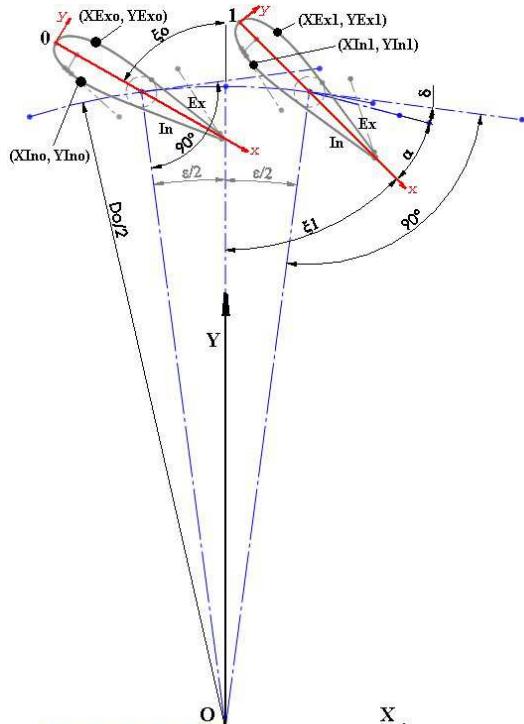
$$\begin{cases} X_{c1} = \frac{D_o}{2} \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) \\ Y_{c1} = \frac{D_o}{2} \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) \end{cases} \quad (3.33)$$

$$\begin{cases} X_{co} = \frac{D_o}{2} \sin\left(\frac{-\varepsilon}{2}\right) \\ Y_{co} = \frac{D_o}{2} \cos\left(\frac{-\varepsilon}{2}\right) \end{cases} \quad (3.34)$$

$$\xi_1 = 90 - \left(\frac{\varepsilon}{2} + \delta + \alpha\right) \quad (3.35)$$

$$\xi_o = 90 - \left(\frac{-\varepsilon}{2} + \delta + \alpha\right) \quad (3.36)$$

Coordonatele profilului exprimate în sistemul de referință propriu, (x, y_{Ex}) respectiv (x, y_{In}) , se transpun în sistemul de referință global XOY prin relațiile:



$$X_{Ex1} = X_{c1} - (L2 - x) \cdot \sin(\xi_1) + y_{Ex} \cdot \cos(\xi_1) \quad (3.37)$$

$$Y_{Ex1} = Y_{c1} + (L2 - x) \cdot \cos(\xi_1) + y_{Ex} \cdot \sin(\xi_1) \quad (3.38)$$

$$X_{In1} = X_{c1} - (L2 - x) \cdot \sin(\xi_1) + y_{In} \cdot \cos(\xi_1) \quad (3.39)$$

$$Y_{In1} = Y_{c1} + (L2 - x) \cdot \cos(\xi_1) + y_{In} \cdot \sin(\xi_1) \quad (3.40)$$

$$X_{Exo} = X_{co} - (L2 - x) \cdot \sin(\xi_o) + y_{Ex} \cdot \cos(\xi_o) \quad (3.41)$$

$$Y_{Exo} = Y_{co} + (L2 - x) \cdot \cos(\xi_o) + y_{Ex} \cdot \sin(\xi_o) \quad (3.42)$$

$$X_{Ino} = X_{co} - (L2 - x) \cdot \sin(\xi_o) + y_{In} \cdot \cos(\xi_o) \quad (3.43)$$

$$Y_{Ino} = Y_{co} + (L2 - x) \cdot \cos(\xi_o) + y_{In} \cdot \sin(\xi_o) \quad (3.44)$$

Fig. 3.6 Sistemul de referință global

unde indicii „Ex” și „In” se referă la extradosul respectiv intradosul profilelor.

3.2.8 Calculul caracteristicii aparatului director $a_o=f(\alpha)$ pentru profile simetrice

Caracteristica aparatului director $a_o=f(\alpha)$ exprimă dependența deschiderii AD a_o funcție de poziția paletelor directoare α . Pentru determinarea acestei caracteristici trebuie cunoscute:

- conturul teoretic al profilului simetric al paletelor aparatului director;
- diametrul caracteristic al paletelor aparatului director D_o .
- numărul paletelor aparatului director Z_o .

Algoritmul de calcul elaborat pentru calculul acestei caracteristici, descris în continuare, este valabil pentru orice diametru D_o respectiv număr de palete Z_o , ceea ce asigură programului de calcul caracterul de generalitate.

În **figura 3.7** s-a notat cu α unghiul format între coarda profilului în poziția complet închis a paletelor AD (considerată ca poziție inițială) și poziția curentă a corzii profilului.

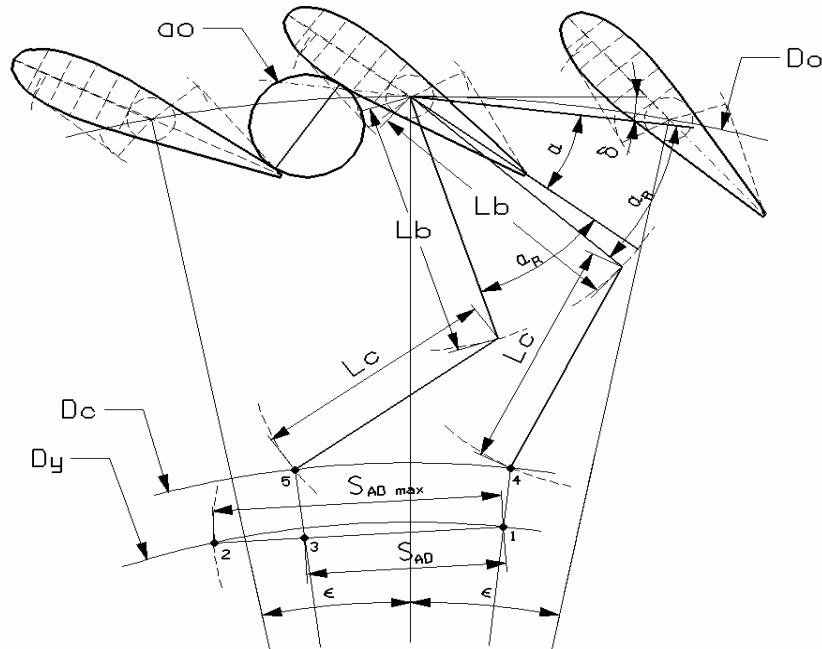


Fig.3.7 Poziția paletelor simetrice ale aparatului director la un unghi α

La baza determinării acestei caracteristici au stat următoarele considerente, rezultate prin analiza unor cinematici ale AD executate prin metode grafice, **figura 3.8**:

- deschiderea AD – a_o se realizează, pentru orice poziție curentă a paletelor, între extradosul ultimei porțiuni a profilului inferior (PI) și porțiunea intradosului profilului superior (PS), cuprinsă între $x = X_p$ și $x = L$;
- extradosul ultimei porțiuni a PI se compune din: teșitura BF-Q (liniară) de lungime „t”, porțiunea dreaptă de pe extrados QP (lineară), de lungime „PM”, precum și din punctul Q(x_Q , y_Q) de intersecție al acestor drepte.

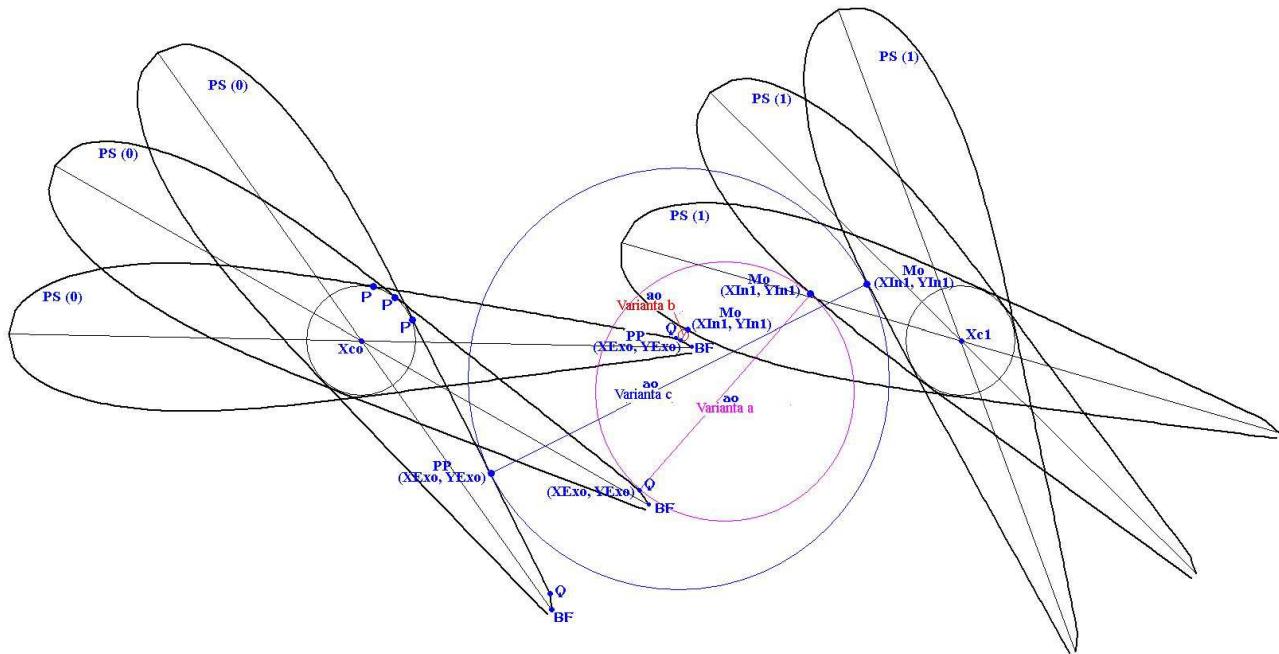


Fig. 3.8 Variante de determinare a deschiderii a_o

În baza celor două considerente anterioare, calculul caracteristicii $a_o = f(\alpha)$ se reduce la o problema de minim, în sensul determinării distanței minime dintre porțiunile celor două profile precizate anterior, pentru o poziție fixată prin unghiul α a paletelor AD. Deoarece determinarea matematică a minimului pentru condițiile impuse este dificilă, datorită complexității funcției de exprimare a frontierei profilului, se impune rezolvarea problemei în următoarele etape:

- prin [relațiile 3.39, 3.40](#) se calculează un număr mare de puncte $M_o (X_{In1}, Y_{In1})$ pe intradosul lui PS, în domeniul $x \in (x_p, L)$;
- pentru fiecare punct $M_o (X_{In1}, Y_{In1})$ astfel calculat se determină trei distanțe:

① distanța „ d_a ” dintre punctul $M_o (X_{In1}, Y_{In1})$ și punctul $Q \in PI$:
coordonatele punctului Q transpusă în sistemul de referință global

$$\begin{cases} X_q = X_{co} - (L2 - x_q) \cdot \sin(\xi_0) + k1 \cdot \cos(\xi_0) \\ Y_q = Y_{co} + (L2 - x_q) \cdot \cos(\xi_0) + k1 \cdot \sin(\xi_0) \end{cases} \quad (3.45)$$

$$d_a = \sqrt{(X_{In1} - X_q)^2 + (Y_{In1} - Y_q)^2} \quad (3.46)$$

② distanța „ d_b ” dintre punctul $M_o (X_{In1}, Y_{In1})$ până la un punct al teșiturii „t” $\in BF-Q$ a PI, perpendiculară pe aceasta;

coordonatele punctului BF transpusă în sistemul de referință global:

$$\begin{cases} X_{BF} = X_{co} - (L2 - L) \cdot \sin(\xi_0) \\ Y_{BF} = Y_{co} + (L2 - L) \cdot \cos(\xi_0) \end{cases} \quad (3.47)$$

ecuația dreptei BF-Q care trece prin punctele BF și Q:

$$a_{BF-Q}X + b_{BF-Q}Y + c_{BF-Q} = 0 \quad \text{cu panta} \quad m_{BF-Q} = -a_{BF-Q}/b_{BF-Q} \quad (3.48)$$

și coeficienții :

$$a_{BF-Q} = Y_Q - Y_{co}; b_{BF-Q} = -(X_{BF} - X_{co}); c_{BF-Q} = Y_Q \cdot (X_{BF} - X_{co}) - X_{co} \cdot (Y_{BF} - Y_Q) \quad (3.49)$$

distanța de la punctul M_o(X_{In1}, Y_{In1}) perpendiculară pe dreapta BF-Q:

$$d_b = \frac{|a_{BF-Q} \cdot X_{In1} + b_{BF-Q} \cdot Y_{In1} + c_{BF-Q}|}{\sqrt{a_{BF-Q}^2 + b_{BF-Q}^2}} \quad (3.50)$$

distanța de la punctul M_o(X_{In1}, Y_{In1}) la punctul (X_{BF}, Y_{BF}):

$$d_{Mo-BF} = \sqrt{(X_{In1} - X_{BF})^2 + (Y_{In1} - Y_{BF})^2} \quad (3.51)$$

distanța de la punctul (X_{BF}, Y_{BF}) la piciorul perpendicularării PP(X_{Exo}, Y_{Exo}) de pe dreapta BF-Q:

$$d = \sqrt{d_{Mo-BF}^2 - d_b^2} \quad (3.52)$$

ecuația dreptei Mo-PP (care trece prin M_o și este perpendiculară pe dreapta BF-Q):

$$a_{Mo-PP}X + b_{Mo-PP}Y + c_{Mo-PP} = 0 \quad \text{cu panta} \quad M_{Mo-PP} = -1/m_{BF-Q} \quad (3.53)$$

și coeficienții :

$$a_{Mo-PP} = M_{Mo-PP}; b_{Mo-PP} = -1; c_{Mo-PP} = Y_{In1} - M_{Mo-PP} \cdot X_{In1} \quad (3.54)$$

astfel încât coordonatele punctului PP rezultă din intersecția dreptelor BF-Q și M_o-PP:

$$\begin{cases} a_{BF-Q}X + b_{BF-Q}Y + c_{BF-Q} = 0 \\ a_{Mo-PP}X + b_{Mo-PP}Y + c_{Mo-PP} = 0 \end{cases} \quad (3.55)$$

prin rezolvarea sistemului, sub forma:

$$\begin{cases} X_{PP} = \frac{b_{Mo-PP} \cdot c_{BF-Q} - b_{BF-Q} \cdot c_{Mo-PP}}{a_{Mo-PP} \cdot b_{BF-Q} - a_{BF-Q} \cdot b_{Mo-PP}} \\ Y_{PP} = (-c_{BF-Q} \cdot a_{BF-Q} \cdot X_{PP}) / b_{BF-Q} \end{cases} \quad (3.56)$$

❸ distanța „d_c” dintre punctul M_o(X_{In1}, Y_{In1}) până la un punct al porțiunii lineare „PQ” ∈ PI, perpendiculară pe aceasta;

coordonatele punctului P transpusă în sistemul de referință global:

$$\begin{cases} X_p = X_{co} - (L2 - X_p) \cdot \sin(\xi_0) + Y_p \cdot \cos(\xi_0) \\ Y_p = Y_{co} + (L2 - Y_p) \cdot \cos(\xi_0) + Y_p \cdot \sin(\xi_0) \end{cases} \quad (3.57)$$

ecuația dreptei P-Q care trece prin punctele P și Q:

$$a_{p-q}X + b_{p-q}Y + c_{p-q} = 0 \quad \text{cu panta} \quad m_{p-q} = -a_{p-q} / b_{p-q} \quad (3.58)$$

și coeficienții :

$$a_{p-q} = Y_p - Y_q; b_{p-q} = -(X_p - X_q); c_{p-q} = Y_q \cdot (X_p - X_q) - X_q \cdot (Y_p - Y_q) \quad (3.59)$$

distanța de la punctul M_o(X_{In1}, Y_{In1}) perpendiculară pe dreapta P-Q:

$$d_c = \frac{|a_{p-q} \cdot X_{In1} + b_{p-q} \cdot Y_{In1} + c_{p-q}|}{\sqrt{a_{p-q}^2 + b_{p-q}^2}} \quad (3.60)$$

distanța de la punctul M_o(X_{In1}, Y_{In1}) la punctul (X_P, Y_P):

$$d_{Mo-P} = \sqrt{(X_{In1} - X_p)^2 + (Y_{In1} - Y_p)^2} \quad (3.61)$$

distanța de la punctul (X_P, Y_P) la piciorul perpendiculararei PP(X_{Exo}, Y_{Exo}) de pe dreapta P-Q:

$$d = \sqrt{d_{Mo-P}^2 - d_c^2} \quad (3.62)$$

ecuația dreptei Mo-PP (care trece prin M_o și este perpendiculară pe dreapta P-Q):

$$a_{Mo-PP}X + b_{Mo-PP}Y + c_{Mo-PP} = 0 \quad \text{cu panta} \quad M_{Mo-PP} = -1/m_{p-q} \quad (3.63)$$

și coeficienții :

$$a_{Mo-PP} = M_{Mo-PP}; b_{Mo-PP} = -1; c_{Mo-PP} = Y_{In1} - M_{Mo-PP} \cdot X_{In1} \quad (3.64)$$

astfel încât coordonatele punctului PP rezultă din intersecția dreptelor P-Q și M_o-PP:

$$\begin{cases} a_{p-q}X + b_{p-q}Y + c_{p-q} = 0 \\ a_{Mo-PP}X + b_{Mo-PP}Y + c_{Mo-PP} = 0 \end{cases} \quad (3.65)$$

prin rezolvarea sistemului, sub forma:

$$\begin{cases} X_{pp} = \frac{b_{Mo-PP} \cdot c_{p-q} - b_{p-q} \cdot c_{Mo-PP}}{a_{Mo-PP} \cdot b_{p-q} - a_{p-q} \cdot b_{Mo-PP}} \\ Y_{pp} = (-c_{p-q} \cdot a_{p-q} \cdot X_{pp}) / b_{p-q} \end{cases} \quad (3.66)$$

Dintre cele 3 distanțe: „d_a”, „d_b”, „d_c” se reține distanța minimă, parcurgând toate punctele calculate M_o(X_{In1}, Y_{In1}) de pe intradosul lui PS.

În urma implementării acestui algoritm și rulării pentru diferite date de intrare (D_o și Z_o) a rezultat că pentru unghiuri α mici deschiderea a_o se obține pe varianta 2, pentru unghiuri α mari pe varianta 3, iar pentru unghiuri α intermediare deschiderea a_o se obține pe varianta 1.

3.2.9 Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile simetrice rezultată din SolidWorks

Pentru verificarea programului de calcul, în SolidWorks s-a obținut caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$, pentru $Z_o=20$, 24 și 32 palete directoare. Această caracteristică este unică pentru un număr de palete impus, indiferent de diametrul D_o , deoarece normalizarea s-a obținut prin raportarea deschiderii la diametrul D_o . Metodologia de obținere a caracteristicii $a_{or}=f(\alpha)$, este laborioasă deoarece presupune:

- desenarea profilului simetric și disponerea a 2 profile învecinate pe cercul de diametru D_o în poziția complet închis, pentru a obține poziția 0 a unghiului α ;
- rotația profilelor cu unghiul α și măsurarea grafică a deschiderii a_o ;
- normalizarea deschiderii a_o prin divizare cu diametrul D_o ;
- rotația profilelor cu un nou unghi α .

Rezultatele finale sunt prezentate în **tabelul 3.7** sub formă numerică și sub formă grafică în **figurile 3.9, 3.10 și 3.11**. Valorile lui „ a_{or} ” au fost multiplicate cu coeficientul 1000.

Tabelul 3.7

Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile simetrice

$\alpha [^{\circ}]$	1000 x a_{or}			$\alpha [^{\circ}]$	1000 x a_{or}		
	20 palete	24 palete	32 palete		20 palete	24 palete	32 palete
0	0.00	0.00	0.00	38	82.41	69.79	-
2	4.75	4.02	-	40	86.01	72.87	55.28
4	9.41	7.97	-	42	89.51	75.84	-
5	-	-	7.59	44	92.88	78.69	-
6	14.07	11.89	-	45	-	-	60.48
8	18.68	15.83	-	46	96.14	81.41	-
10	23.32	19.74	15.04	48	99.26	84.00	63.32
12	27.93	23.63	-	50	102.24	86.46	65.08
14	32.50	27.48	-	52	-	88.79	-
15	-	-	22.38	54	-	90.97	-
16	37.02	31.30	-	56	-	93.02	-
18	41.49	35.08	-	58	-	94.92	-
20	45.91	38.81	29.54	60	-	96.68	72.30
22	50.26	42.50	-	62	-	98.30	-
24	54.56	46.13	-	64	-	99.75	-
25	-	-	36.50	65	-	-	74.87
26	58.78	49.71	-	66	-	101.05	
28	62.93	53.22	-	68	-	102.21	
30	67.00	56.68	43.20	70	-	103.21	76.79
32	70.99	60.07	-	72	-	104.05	-
34	74.89	63.39	-	75	-	-	78.01
35	-	-	49.50	80	-	-	78.67
36	78.70	66.63	-				

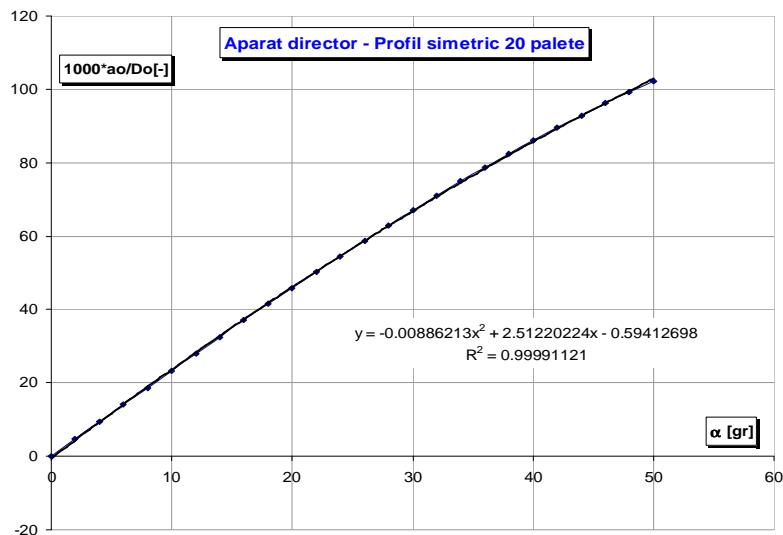


Fig. 3.9 Corelația

$$a_{or} = a_o / D_o (\alpha)$$

*pentru profil simetric și
20 de palete*

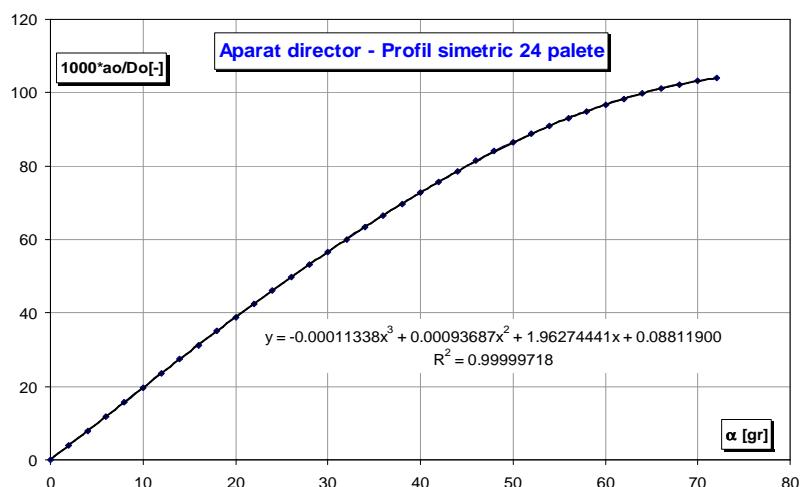


Fig. 3.10 Corelația

$$a_{or} = a_o / D_o (\alpha)$$

*pentru profil simetric și
24 de palete*

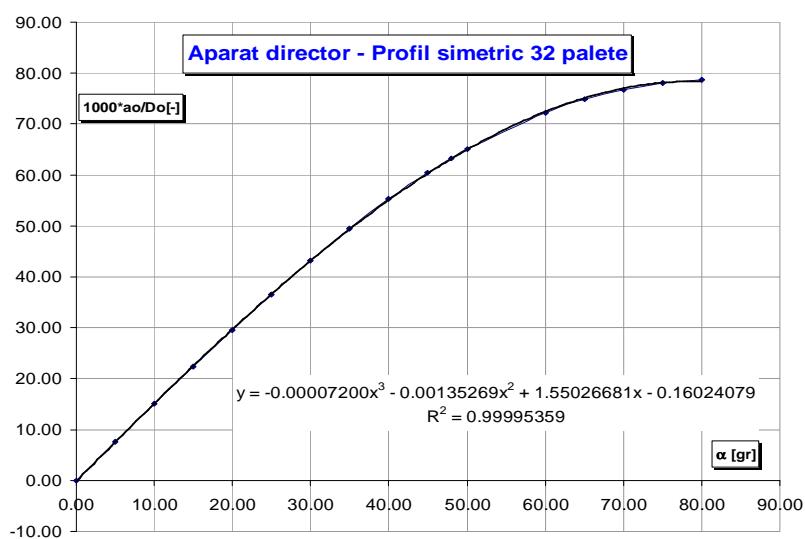


Fig. 3.11 Corelația

$$a_{or} = a_o / D_o (\alpha)$$

*pentru profil simetric și
32 de palete*

Valorile din **tabelul 3.7** au fost interpolate polinomial și au rezultat următoarele formule, valabile pentru orice diametru D_o :

- pentru profil simetric cu 20 de palete, în domeniul $\alpha \in (0^\circ \div 50^\circ)$:

$$a_o = \left(-0.00886213 \cdot \alpha^2 + 2.51220224 \cdot \alpha - 0.059412698 \right) \cdot \frac{D_o}{1000} \quad (3.67)$$

- pentru profil simetric cu 24 de palete, în domeniul $\alpha \in (0^\circ \div 72^\circ)$:

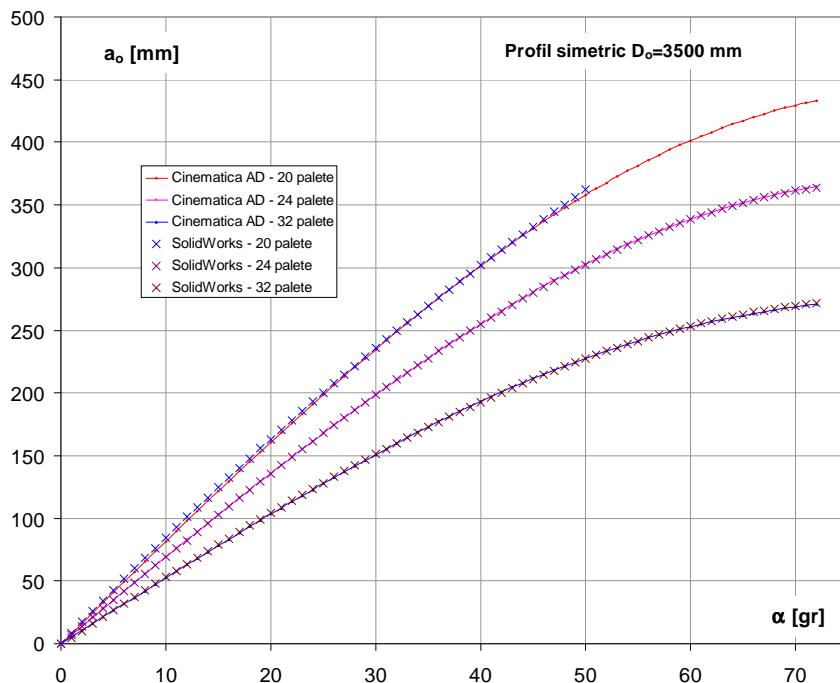
$$a_o = \left(-0.00011338 \cdot \alpha^3 + 0.00093687 \cdot \alpha^2 + 1.96274441 \cdot \alpha + 0.088119 \right) \cdot \frac{D_o}{1000} \quad (3.68)$$

- pentru profil simetric cu 32 de palete, în domeniul $\alpha \in (0^\circ \div 72^\circ)$:

$$a_o = \left(-0.000072 \cdot \alpha^3 - 0.00135269 \cdot \alpha^2 + 1.55026681 \cdot \alpha - 0.16024079 \right) \cdot \frac{D_o}{1000} \quad (3.69)$$

3.2.10 Caracteristica $a_o=f(\alpha)$ pentru profile simetrice obținută din programul „Cinematica AD”

Algoritmul prezentat a fost implementat în limbajul Python rezultând programul „Cinematica AD”, al cărui avantaj este dat de faptul că caracteristica calculată $a_o=f(\alpha)$ este generală, în sensul că poate fi obținută pentru orice număr de palete directoare Z_o și diametru caracteristic D_o . Pentru verificarea programului „Cinematica AD”, pentru profile simetrice, $D_o=3500$ mm și $Z_o=20, 24, 32$, s-au comparat rezultatele oferite de program cu cele obținute prin relațiile (3.67) ÷ (3.69). Comparația se prezintă numeric în **tabelul 3.8** și grafic în **figura 3.12**.



*Fig. 3.12 Comparație curbe
 $a_o=f(\alpha)$ generate de
SolidWorks și de program
„Cinematica AD”
pentru profile simetrice,
 $D_o=3500$ mm și $Z_o=20, 24,$
32 palete*

Tabel 3.8

*Comparație curbe $a_o=f(\alpha)$ generate de SolidWorks și de program „Cinematica AD”
pentru profile simetrice, a_o [mm], $D_o=3500$ mm și $Z_o=20, 24, 32$ palete*

α [°]	SolidWorks			Program "Cinematica AD"			α [°]	SolidWorks			Program "Cinematica AD"		
	20 palete	24 palete	32 palete	20 palete	24 palete	32 palete		20 palete	24 palete	32 palete	20 palete	24 palete	32 palete
0	-0.21	0.31	-0.56	0.00	0.00	0.00	37	282.66	238.87	180.95	282.30	238.87	181.41
1	8.55	7.18	4.86	7.95	6.74	5.16	38	289.13	244.31	184.96	288.76	244.39	185.46
2	17.25	14.06	10.27	16.22	13.74	10.52	39	295.53	249.67	188.90	295.12	249.82	189.43
3	25.89	20.94	15.67	24.47	20.76	15.83	40	301.87	254.94	192.77	301.39	255.17	193.32
4	34.47	27.81	21.05	32.79	27.64	21.13	41	308.15	260.12	196.58	307.56	260.42	197.13
5	42.98	34.69	26.42	40.95	34.61	26.36	42	314.37	265.22	200.31	313.62	265.57	200.86
6	51.43	41.56	31.77	49.13	41.56	31.65	43	320.53	270.21	203.96	319.59	270.60	204.51
7	59.82	48.42	37.10	57.38	48.41	36.85	44	326.62	275.12	207.55	325.44	275.53	208.08
8	68.15	55.27	42.41	65.51	55.32	42.07	45	332.65	279.92	211.06	331.18	280.35	211.56
9	76.41	62.11	47.71	73.63	62.20	47.32	46	338.62	284.62	214.49	336.81	285.06	214.95
10	84.62	68.94	52.97	81.78	69.01	52.47	47	344.53	289.22	217.84	342.32	289.65	218.26
11	92.76	75.74	58.22	89.85	75.85	57.66	48	350.38	293.72	221.11	347.70	294.13	221.48
12	100.84	82.53	63.43	97.88	82.64	62.82	49	356.16	298.11	224.30	352.94	298.49	224.61
13	108.86	89.30	68.62	105.92	89.38	67.94	50	361.88	302.38	227.40	358.06	302.74	227.65
14	116.81	96.04	73.78	113.89	96.14	73.08	51		306.55	230.42	363.06	306.87	230.61
15	124.70	102.75	78.91	121.81	102.83	78.15	52		310.60	233.35	367.90	310.87	233.47
16	132.53	109.44	84.01	129.72	109.48	83.22	53		314.53	236.20	372.60	314.76	236.24
17	140.30	116.09	89.07	137.58	116.14	88.29	54		318.34	238.95	377.16	318.53	238.91
18	148.01	122.71	94.10	145.37	122.72	93.28	55		322.03	241.62	381.57	322.17	241.49
19	155.66	129.29	99.09	153.13	129.27	98.27	56		325.60	244.19	385.83	325.69	243.98
20	163.24	135.84	104.05	160.87	135.80	103.24	57		329.04	246.67	389.95	329.08	246.37
21	170.76	142.34	108.96	168.50	142.27	108.16	58		332.35	249.05	393.90	332.34	248.67
22	178.22	148.80	113.83	176.10	148.69	113.06	59		335.53	251.33	397.71	335.48	250.86
23	185.62	155.22	118.67	183.67	155.09	117.94	60		338.57	253.52	401.36	338.49	252.97
24	192.95	161.58	123.45	191.15	161.44	122.76	61		341.48	255.61	404.86	341.37	254.97
25	200.22	167.90	128.19	198.57	167.72	127.56	62		344.25	257.59	408.22	344.12	256.87
26	207.43	174.16	132.88	205.94	173.96	132.34	63		346.88	259.47	411.41	346.74	258.68
27	214.58	180.37	137.53	213.26	180.16	137.05	64		349.37	261.25	414.47	349.23	260.38
28	221.67	186.52	142.12	220.50	186.30	141.74	65		351.71	262.92	417.36	351.58	261.99
29	228.69	192.61	146.66	227.65	192.37	146.40	66		353.90	264.48	420.10	353.81	263.49
30	235.66	198.63	151.15	234.75	198.40	151.00	67		355.94	265.93	422.70	355.89	264.90
31	242.56	204.60	155.59	241.78	204.38	155.56	68		357.83	267.27	425.13	357.85	266.23
32	249.40	210.49	159.96	248.75	210.30	160.05	69		359.56	268.50	427.42	359.66	267.60
33	256.17	216.32	164.28	255.63	216.13	164.47	70		361.14	269.62	429.53	361.35	268.82
34	262.89	222.07	168.54	262.42	221.91	168.81	71		362.55	270.62	431.50	362.89	270.15
35	269.54	227.75	172.74	269.13	227.63	173.08	72		363.80	271.50	433.30	364.30	271.24
36	276.13	233.35	176.88	275.76	233.29	177.28							

Atât din tabelul 3.8, cât și din figura 3.12 rezultă suprapunerea caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$, ceea ce validează programul de calcul. Figura 3.13 prezintă cinematica AD generată de programul „Cinematica AD” pentru profile simetrice, $D_o=3500$ mm și $Z_o=24$ palete, pentru $\alpha \in (0^\circ \div 70^\circ)$.

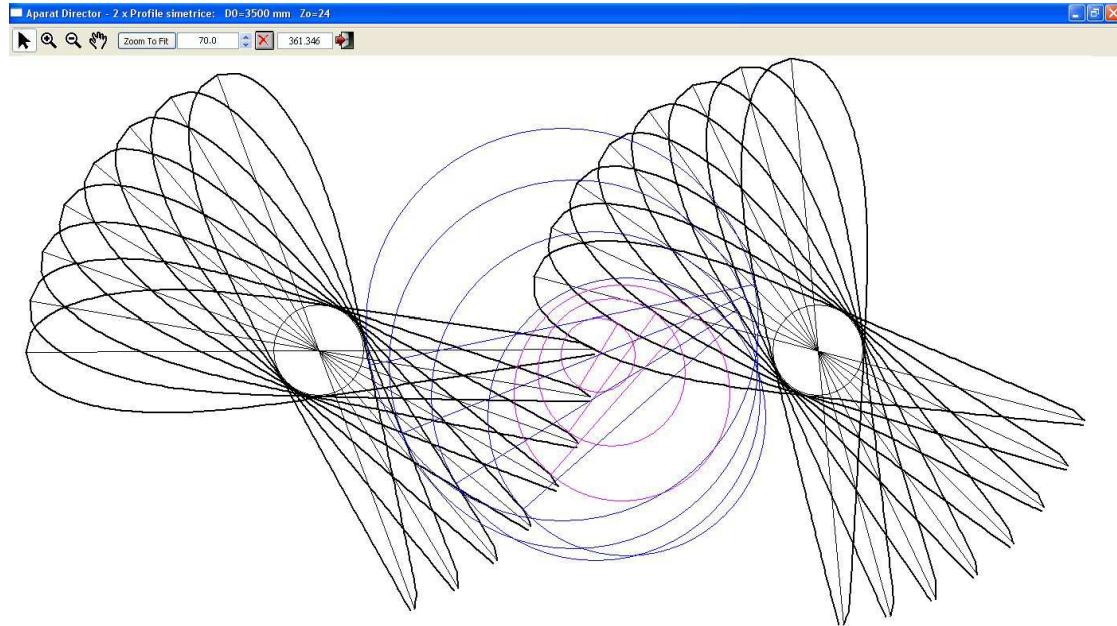


Fig. 3.13 Cinematica aparatului director generată de programul „Cinematica AD” pentru profile simetrice, $D_o=3500$ mm și $Z_o=24$ palete

3.3 Profile asimetrice

3.3.1 Mărimi caracteristice ale profilelor asimetrice

Mărimile caracteristice ale profilelor asimetrice sunt preluate din Kovalev [50], pentru $Z_o=16$, 24 palete directoare și diferite diametre D_o , conform tabelului 3.9 respectiv figurii 3.14.

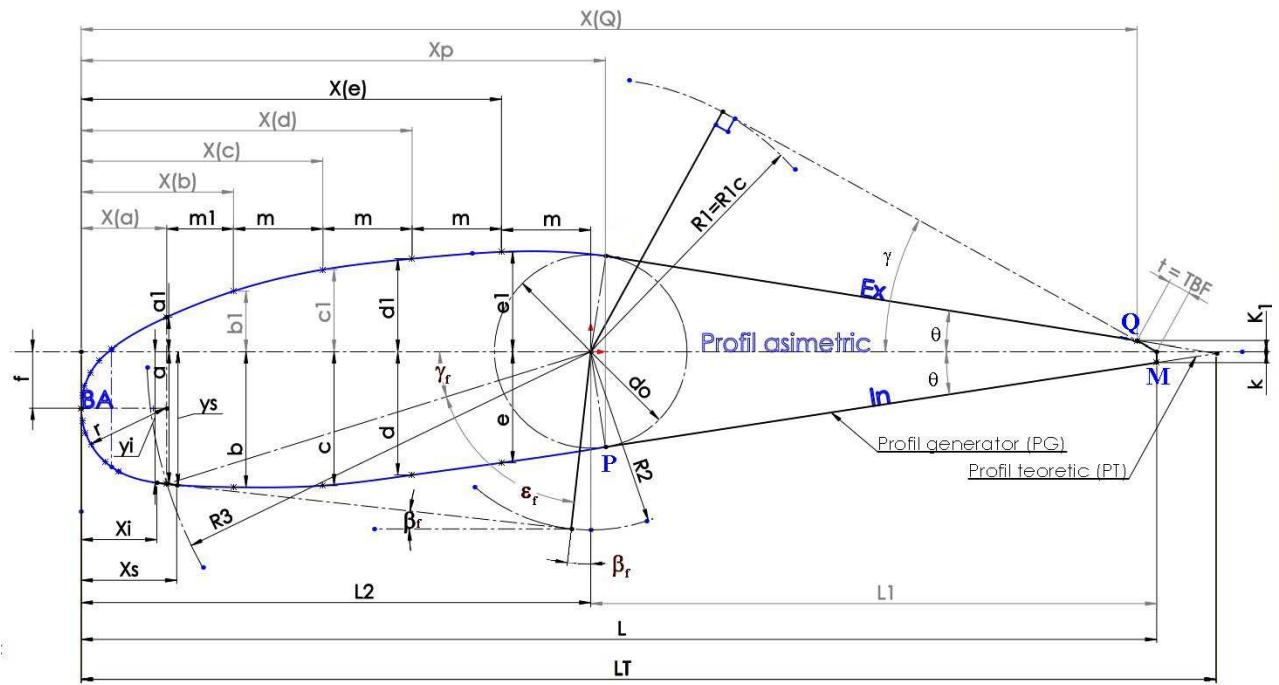


Fig. 3.14 Mărimi caracteristice ale profilelor asimetrice AD

Tabel 3.9

Mărimi caracteristice ale profilelor asimetrice AD pentru $Z_0=16$ și 24 palete

D_o	2150	2350	2650	2900	3200	3500	3850
Z_o	16	16	16	24	24	24	24
a	55.9	60.7	68.9	50.1	55.5	59.9	66.3
a1	14.4	15.7	17.7	12.9	14.3	15.6	17.2
b	57.1	62.4	70.4	51.4	56.6	61.9	68.1
b1	25.3	27.7	31.2	22.8	25.1	27.5	30.2
c	56.5	61.6	69.6	50.8	55.9	61.1	67.4
c1	34.4	37.6	42.4	31	34.1	37.3	41.1
d	52	56.7	64.1	46.7	51.6	56.3	62
d1	39	42.6	48.1	35	38.7	42.2	46.5
e	46.8	51.2	57.7	42.1	46.5	50.8	55.9
e1	41.6	46.4	51.2	37.4	41.2	45.1	49.6
d0	81.3	88.8	100.2	73.1	80.6	88.1	97
m	37.7	41.2	46.4	33.8	37.3	40.8	45
m1	27.9	30.9	35.1	27.1	30.5	32.6	36.2
k	4.6	5	5.6	4.1	4.5	4.9	5.4
f	23.8	26	29.3	21.4	23.6	25.8	28.4
r	30.4	33.2	37.5	27.3	30.1	33	36.3
R2	75	82	93	73	81	88	97
R3	187	205	231	170	188	205	226
L1	239	261	294	215	237	259	285
L2	215	235	265	193	213	233	257

D_o	4300	4750	5250	5800	6400	7000	7700
Z_o	24	24	24	24	24	24	24
a	74	81.7	90.4	100.5	110.1	120	132.3
a1	19.2	21.2	23.4	25.9	28.6	31.2	34.3
b	76.1	84.1	93	103	113	124	136
b1	33.8	37.3	41.2	45.6	50.3	54.9	60.4
c	75.2	83.1	91.9	101	112	122	135
c1	45.9	50.7	56	61.9	68.4	74.6	82.2
d	69.2	76.5	84.6	93.4	103	113	124
d1	52	57.4	63.4	70.1	77.3	84.6	93.1
e	62.4	69	76.3	84.2	93	102	112
e1	55.4	61.2	67.6	74.8	82.5	90.2	99.2
d0	108.2	119.7	132.1	146.2	161.1	176.2	193.9
m	50.3	55.5	61.4	67.8	74.8	81.7	90.1
m1	39.8	45.2	48.7	53.5	60.1	67.2	71.9
k	6.1	6.7	7.4	8.2	9	9.9	10.9
f	31.7	35	38.7	42.8	47.1	51.6	56.8
r	40.5	44.8	49.5	54.6	60.4	65.9	72.6
R2	109	120	133	147	162	176	194
R3	252	279	308	340	376	411	451
L1	318	352	389	430	475	519	571
L2	287	317	350	387	427	466	514

În vederea calculului programat al caracteristicilor AD mărimile din **tabelul 3.9** s-au normalizat prin multiplicare cu numărul de palete Z_o respectiv împărțire cu diametrul caracteristic al aparatului director D_o . În **tabelul 3.10**, pentru fiecare mărime normalizată s-a obținut media, care s-a înmulțit cu 100 pentru creșterea preciziei programului. Pentru mărimile $R1$, $R2$, $R3$, L și q , mediile nu s-au calculat, deoarece razele $R1$, $R2$, $R3$ se vor calcula din **relațiile 3.91, 3.92, 3.93**, L rezultă ca sumă a mărimilor $L1$ și $L2$, iar distanța q se va determina direct în program. Prin normalizare se obțin valori constante pentru fiecare mărime, independente de D_o sau Z_o , care pot fi utilizate în programul de calcul.

3.3.2 Elemente caracteristice ale profilului generator asimetric

Pentru profilul generator asimetric sunt cunoscute toate mărimile caracteristice prezente în **tabelul 3.10** și **figura 3.14**. În baza acestora se pot determina elementele dimensionale și unghiulare specifice profilului. Unghiul θ rezultă ca soluție a ecuației:

$$2 \cdot (L1 + PM) \cdot (\tan \frac{\theta}{2})^2 - 2 \cdot d_0 \cdot \tan \frac{\theta}{2} + 2 \cdot (L1 - PM) = 0 \quad (3.70)$$

$$\text{unde: } PM = \sqrt{L1^2 + k^2 - d_0^2 / 4} \quad (3.71)$$

$$\gamma_f = \arcsin(a / R3) \quad (3.72)$$

$$\varepsilon_f = \arccos(R2 / R3) \quad (3.73)$$

$$\beta_f = 90 - \varepsilon_f - \gamma_f \quad (3.74)$$

$$t = k \cdot \frac{\sqrt{1 + \tan^2 \gamma}}{\tan \gamma - \tan \theta} \quad (3.75)$$

$$x_f = X_a = X_{a1} = L2 - 4 \cdot m - m_1 \quad (3.76)$$

$$\gamma = \arcsin(R_1 / L_1) \quad (3.77)$$

$$y_{fs} = x_f + q_s \cdot \sin \beta_f \quad (3.78)$$

$$x_{fi} = x_f - q_i \cdot \cos \beta_f \quad (3.79)$$

$$x_{fs} = x_f + q_s \cdot \sin \beta_f \quad (3.80)$$

$$y_{fi} = f - q_i \cdot \sin \beta_f \quad (3.81)$$

$$X_q = L - Y_q / \tan \gamma \quad (3.82)$$

$$Y_q = k1 = \frac{k \cdot \tan \gamma}{\tan \gamma - \tan \theta} \quad (3.83)$$

$$X_p = L2 + (d \cdot \sin \theta) / 2 \quad (3.84)$$

$$Y_p = (d_0 \cdot \cos \theta) / 2 \quad (3.85)$$

$$X_b = X_{b1} = L2 - 4 \cdot m \quad (3.86)$$

$$X_c = X_{c1} = L2 - 3 \cdot m \quad (3.87)$$

$$X_d = X_{d1} = L2 - 2 \cdot m \quad (3.88)$$

$$X_e = X_{e1} = L2 - m \quad (3.89)$$

$$\delta = 90 - \frac{\varepsilon}{2} - \beta_f - \arccos\left(\frac{R_1 + R_2}{D_o \cdot \sin(\varepsilon/2)}\right) \quad (3.90)$$

$$R_1 = -1.875 \cdot Z_o + 115.7 \quad (3.91)$$

$$R_2 = 0.5875 \cdot Z_o + 46.5 \quad (3.92)$$

$$R_3 = 0.175 \cdot Z_o + 136.6 \quad (3.93)$$

Tabel 3.10

Mărimi caracteristice normalize ale profilelor asimetrice AD pentru Zo=16 și 24 palete

D_o	2150	2350	2650	2900	3200	3500	3850	4300
Z_o	16	16	16	24	24	24	24	24
a	0.416	0.4133	0.416	0.4146	0.4163	0.4107	0.4133	0.413023
a1	0.1072	0.1069	0.1069	0.1068	0.1073	0.107	0.1072	0.107163
b	0.4249	0.4249	0.4251	0.4254	0.4245	0.4245	0.4245	0.424744
b1	0.1883	0.1886	0.1884	0.1887	0.1883	0.1886	0.1883	0.188651
c	0.4205	0.4194	0.4202	0.4204	0.4193	0.419	0.4202	0.419721
c1	0.256	0.256	0.256	0.2566	0.2558	0.2558	0.2562	0.256186
d	0.387	0.386	0.387	0.3865	0.387	0.3861	0.3865	0.386233
d1	0.2902	0.29	0.2904	0.2897	0.2903	0.2894	0.2899	0.290233
e	0.3483	0.3486	0.3484	0.3484	0.3488	0.3483	0.3485	0.348279
e1	0.3096	0.3159	0.3091	0.3095	0.309	0.3093	0.3092	0.309209
d0	0.605	0.6046	0.605	0.605	0.6045	0.6041	0.6047	0.603907
m	0.2806	0.2805	0.2802	0.2797	0.2798	0.2798	0.2805	0.280744
m1	0.2076	0.2104	0.2119	0.2243	0.2288	0.2235	0.2257	0.22214
k	0.0342	0.034	0.0338	0.0339	0.0338	0.0336	0.0337	0.034047
f	0.1771	0.177	0.1769	0.1771	0.177	0.1769	0.177	0.17693
r	0.2262	0.226	0.2264	0.2259	0.2258	0.2263	0.2263	0.226047
R2	0.5581	0.5583	0.5615	0.6041	0.6075	0.6034	0.6047	0.608372
R3	1.3916	1.3957	1.3947	1.4069	1.41	1.4057	1.4088	1.406512
L1	1.7786	1.777	1.7751	1.7793	1.7775	1.776	1.7766	1.774884
L2	1.6	1.6	1.6	1.5972	1.5975	1.5977	1.6021	1.60186

D_o	4750	5250	5800	6400	7000	7700	Media = Mărime x Zo/Do	100 x Media
Z_o	24	24	24	24	24	24		
a	0.4128	0.4133	0.4159	0.4129	0.4114	0.4124	0.4137	41.36999
a1	0.1071	0.107	0.1072	0.1073	0.107	0.1069	0.107	10.70484
b	0.4249	0.4251	0.4262	0.4238	0.4251	0.4239	0.4248	42.48216
b1	0.1885	0.1883	0.1887	0.1886	0.1882	0.1883	0.1884	18.84488
c	0.4199	0.4201	0.4179	0.42	0.4183	0.4208	0.4197	41.96851
c1	0.2562	0.256	0.2561	0.2565	0.2558	0.2562	0.2561	25.60895
d	0.3865	0.3867	0.3865	0.3863	0.3874	0.3865	0.3866	38.65877
d1	0.29	0.2898	0.2901	0.2899	0.2901	0.2902	0.29	29.00073
e	0.3486	0.3488	0.3484	0.3488	0.3497	0.3491	0.3486	34.86361
e1	0.3092	0.309	0.3095	0.3094	0.3093	0.3092	0.3097	30.97429
d0	0.6048	0.6039	0.605	0.6041	0.6041	0.6044	0.6045	60.45012
m	0.2804	0.2807	0.2806	0.2805	0.2801	0.2808	0.2803	28.03452
m1	0.2284	0.2226	0.2214	0.2254	0.2304	0.2241	0.2219	22.1898
k	0.0339	0.0338	0.0339	0.0338	0.0339	0.034	0.0339	3.388253
f	0.1768	0.1769	0.1771	0.1766	0.1769	0.177	0.177	17.6962
r	0.2264	0.2263	0.2259	0.2265	0.2259	0.2263	0.2262	22.61637
R2	0.6063	0.608	0.6083	0.6075	0.6034	0.6047	-	-
R3	1.4097	1.408	1.4069	1.41	1.4091	1.4057	-	-
L1	1.7785	1.7783	1.7793	1.7813	1.7794	1.7797	1.778	177.797
L2	1.6017	1.6	1.6014	1.6013	1.5977	1.6021	1.6	160.0036

3.3.3 Ecuația profilului asimetric teoretic

Frontiera profilului teoretic este descrisă printr-o serie Fourier sub forma:

$$\begin{cases} \frac{X}{L_T} = \frac{1}{2}[1 + \cos(\varphi)] \\ \frac{Y}{L_T} = \frac{a_o}{2} + \sum_{i=1}^{N_o} a_i \cdot \cos(i\varphi) + b_i \cdot \sin(i\varphi) \end{cases} \quad (3.94)$$

unde:

- $N_o = 13$ – este numărul coeficienților seriei Fourier asociate profilului teoretic;
- φ - este argumentul cercului parametric al profilului teoretic, care parcurge următoarele valori particulare: $\varphi = 0^\circ = 360^\circ$ corespunde bordului de fugă; $\varphi = 180^\circ$ corespunde bordului de atac; $\varphi \in (0^\circ - 180^\circ)$ corespunde extradosului profilului; $\varphi \in (180^\circ - 360^\circ)$ corespunde intradosului profilului;
- În relația 3.94 coeficienții Fourier a_n descriu funcția de schelet, iar coeficienții b_n descriu funcția de grosime;
- L_T - este lungimea profilului teoretic asimetric, figura 3.14, calculată prin relația 3.95:

$$L_T = \frac{k}{\tan \theta} + L1 + L2 \quad (3.95)$$

Pentru calculul coeficienților Fourier a_n și b_n din relația 3.92 se aplică următorul algoritm:

- din tabelul 3.10 se preiau puncte normalize particulare cunoscute ale profilului (X, Y) conform tabelul 3.11; prin normalizare cu coarda profilului teoretic se obține seria de coordonate X/L_T și Y/L_T ; argumentul φ se calculează din relația 3.94;
- pe baza seriei de coordonate $(X/L_T, Y/L_T)$, prin interpolare spline, se obțin ordonate echidistante ale frontierei profilului, conform tabelului 3.12;
- pe baza ordonatelor echidistante ale frontierei profilului, prin algoritmul analizei armonice și anume schema cu 24 ordonate, se obțin coeficienții a_n și b_n , conform tabel 3.13; astfel se obține reprezentarea matematică a frontierei profilului asimetric, relația 3.94, prin care putem obține coordonatele oricărui punct de pe frontieră, exprimate în sistemul de referință propriu al profilului, a cărui origine este în bordul de atac (BA) al profilului.

Figura 3.15 prezintă comparativ punctele normalize particulare (curba a), ordonatele echidistante (curba b) și puncte recalculate prin interpolare Fourier (curba c); din grafic rezultă faptul că interpolarea Fourier reproduce frontiera profilului cu mare precizie.

Tabel 3.11

Puncte normalize particolare ale profilului asimetric

Mărime / Punct particular	X	Y	X/L _T	φ	Y/L _T
	-	-	-	gr	-
Bord de fugă	359.9580557	0	1	0	0
Punct teșitură k	337.800562	3.388253	0.938444235	28.73073061	0.009413
Punctul P - Ex	164.5723804	29.87775316	0.45719877	94.91066953	0.083003
Punctul e1	131.969049	30.974290	0.366623408	105.4711533	0.08605
Punctul d1	103.9345284	29.000729	0.288740665	114.9937041	0.080567
Punctul c1	75.90000772	25.608947	0.210857922	125.3299496	0.071144
Punctul b1	47.86548701	18.844880	0.132975179	137.2269729	0.052353
Punctul a1	25.67568893	10.704844	0.071329669	149.0192911	0.029739
Cercul de rază r către bordul de atac al profilului Extrados	8.078849107	-0.371053821	0.022443862	162.7678484	-0.00103
	5.291226433	-3.158676495	0.014699564	166.0724533	-0.00878
	3.030019608	-6.388014514	0.008417702	169.4716435	-0.01775
	1.363934258	-9.960946077	0.003789148	172.9417336	-0.02767
	0.343593544	-13.76890947	0.000954538	176.4590622	-0.03825
Bord de atac	0	-17.69620164	0	180	-0.04916
Cercul de rază r către bordul de atac al profilului Intrados	0.343593544	-21.62349381	0.000954538	183.5409378	-0.06007
	1.363934258	-25.4314572	0.003789148	187.0582664	-0.07065
	3.030019608	-29.00438877	0.008417702	190.5283565	-0.08058
	5.291226433	-32.23372679	0.014699564	193.9275467	-0.08955
	8.078849107	-35.02134946	0.022443862	197.2321516	-0.09729
Punctul a	25.67568893	-41.659579	0.071329669	210.9807089	-0.11573
Punctul b	47.865487	-42.482165	0.132975179	222.7730271	-0.11802
Punctul c	75.900008	-41.968512	0.210857922	234.6700504	-0.11659
Punctul d	103.934528	-38.658772	0.288740665	245.0062959	-0.1074
Punctul e	131.969049	-34.863614	0.366623408	254.5288467	-0.09685
Punctul P - In	164.572380	-29.877753	0.45719877	265.0893305	-0.083
Punct teșitură k	337.800562	-3.388253	0.938444235	331.2692694	-0.00941
Bord de fugă	359.958056	0.000000	1	360	0

Tabel 3.12

Ordonate echidistante obținute prin interpolare spline pentru profil asimetric

Nr. crt.	φ	Y/L _T	Nr. crt.	φ	Y/L _T
	gr	-		gr	-
1	0	0	13	180	-0.049161844
2	15	0.002874321	14	195	-0.092185208
3	30	0.010334418	15	210	-0.115119351
4	45	0.025127387	16	225	-0.118126687
5	60	0.044284597	17	240	-0.112546565
6	75	0.063730004	18	255	-0.09628534
7	90	0.079387567	19	270	-0.076276808
8	105	0.086131107	20	285	-0.056081941
9	120	0.076575675	21	300	-0.037446051
10	135	0.056317765	22	315	-0.021694835
11	150	0.027675541	23	330	-0.010153991
12	165	-0.006185715	24	345	-0.003602767

Tabel 3.13

Coefficienții Fourier a_n, b_n pentru profil asymmetric

Nr. crt.	Coefficienți a_n	Coefficienți b_n
1	-0.0268690602	0.00000000
2	0.0242922523	0.07868297
3	-0.0137491904	-0.03313417
4	0.0013896043	0.00131343
5	0.0016433649	-0.00229733
6	-0.0007486260	0.00115245
7	0.0004882030	-0.00120872
8	-0.0001377496	0.00069569
9	0.0003810983	-0.00014455
10	-0.0003308696	0.00004361
11	0.0001928368	0.00001989
12	0.0001163105	0.00003771
13	-0.000102704	0.00000000

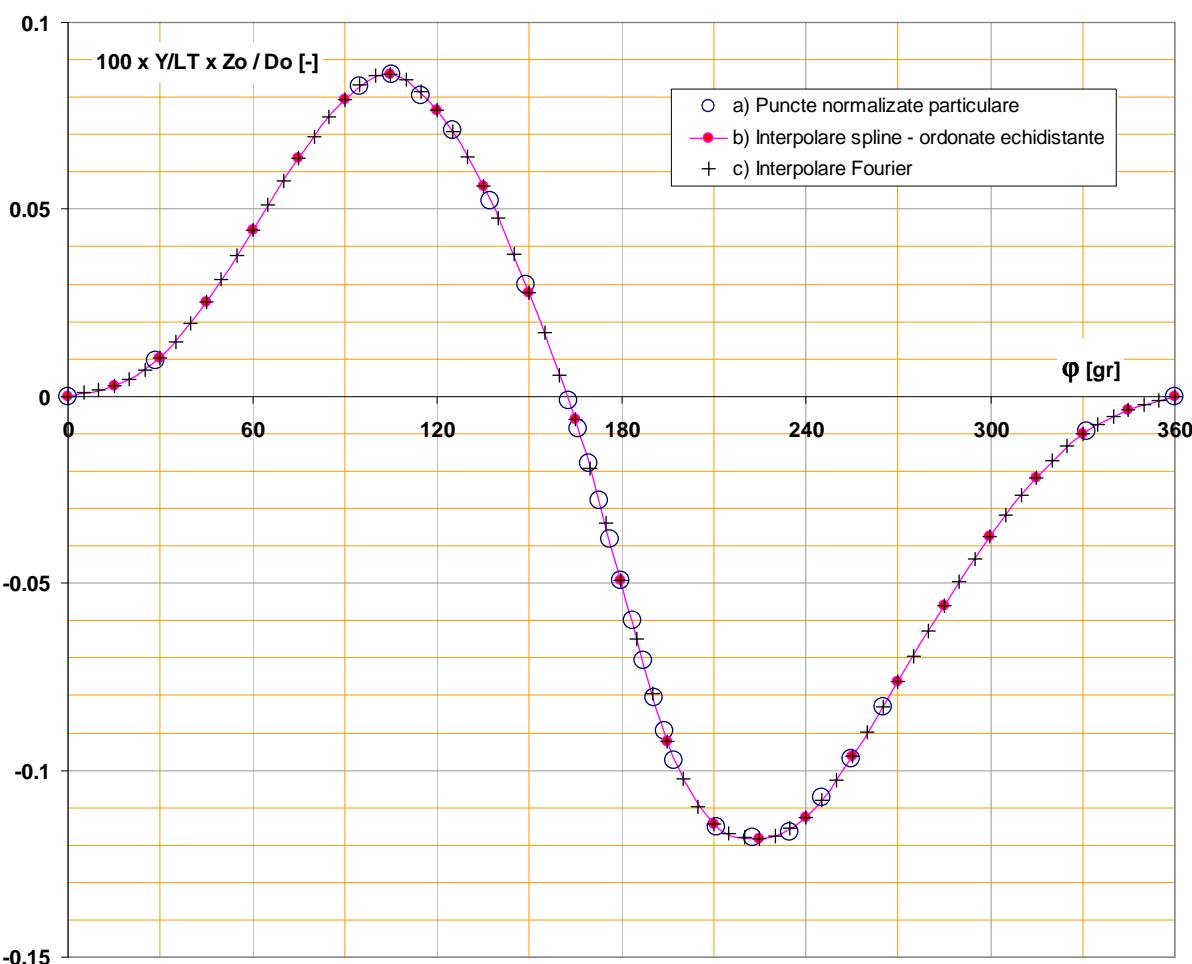


Fig. 3.15 Puncte normalize particulare, ordonate echidistante și interpolare Fourier pentru profil asymmetric

3.3.4 Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile asimetrice rezultată din SolidWorks

Pentru verificarea programului de calcul, în SolidWorks s-a obținut caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$, pentru $Z_o=16$ și 24 palete directoare. Această caracteristică este unică pentru un număr de palete impus, indiferent de diametrul D_o , deoarece normalizarea s-a obținut prin raportarea deschiderii la diametrul D_o .

Rezultatele finale sunt prezentate în **tabelul 3.14** sub formă numerică și sub formă grafică în **figurile 3.16 și 3.17**. Valorile lui „ a_{or} ” au fost multiplicate cu coeficientul 1000.

Tabelul 3.14

Caracteristica relativă $a_{or}=a_o/D_o(\alpha)$ pentru profile asimetrice

$\alpha [^{\circ}]$	1000 x a_{or}		$\alpha [^{\circ}]$	1000 x a_{or}		$\alpha [^{\circ}]$	1000 x a_{or}	
	16 palete	24 palete		16 palete	24 palete		16 palete	24 palete
0	0	0	26	73.96	51.14	50	102.84	89.3
2	6.04	4.13	28	79.15	54.74	52	-	91.34
4	12.08	8.27	30	84.23	58.26	54	-	93.23
6	18.09	12.4	32	89.15	61.68	56	-	94.98
8	24.04	16.51	34	93.89	64.98	58	-	96.58
10	29.91	20.58	36	98.45	68.18	60	-	98.03
12	35.67	24.6	38	102.84	71.26	62	-	99.33
14	41.34	28.55	40	107.06	74.22	64	-	100.49
16	46.93	32.44	42	111.13	77.06	65	-	101.58
18	52.45	36.27	44	115.04	79.78	66	-	102.56
20	57.91	40.05	45	118.80	82.36	68	-	103.38
22	63.32	43.79	46	122.33	84.81	70	-	71.26
24	68.68	47.48	48	125.64	87.13	72	-	74.22

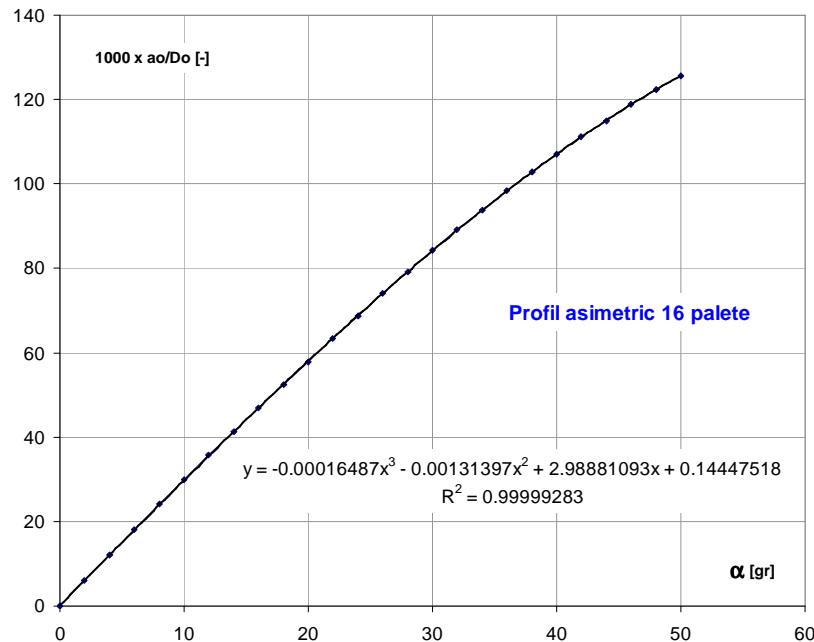
Valorile din **tabelul 3.14** au fost interpolate polinomial rezultând relațiile valabile pentru orice diametru D_o :

- pentru profil asimetric cu 16 palete, în domeniul $\alpha \in (0^{\circ} \div 50^{\circ})$:

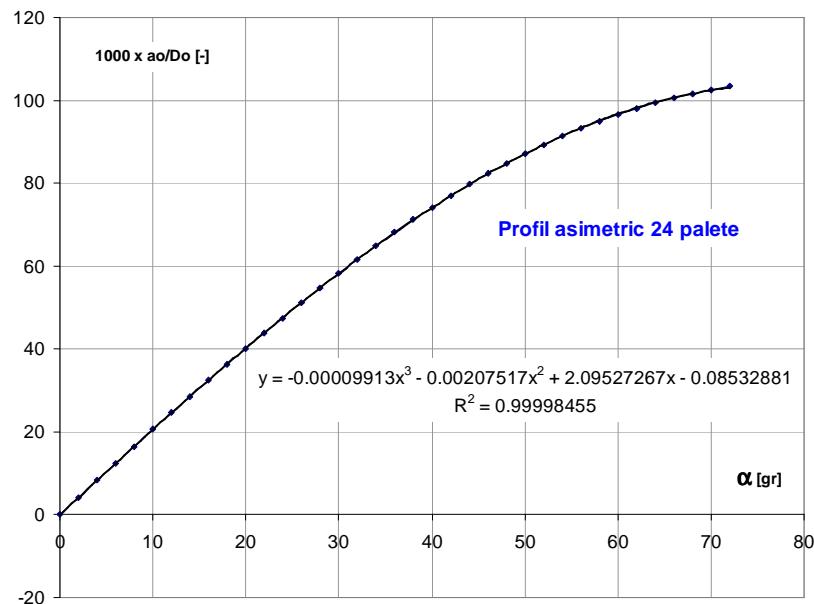
$$a_o = (-0.00016487 \cdot \alpha^3 - 0.00131397 \cdot \alpha^2 + 2.98881093 \cdot \alpha + 0.14447518) \cdot \frac{D_o}{1000} \quad (3.96)$$

- pentru profil asimetric cu 24 palete, în domeniul $\alpha \in (0^{\circ} \div 72^{\circ})$:

$$a_o = (-0.00009913 \cdot \alpha^3 - 0.00207517 \cdot \alpha^2 + 2.09527267 \cdot \alpha - 0.08532881) \cdot \frac{D_o}{1000} \quad (3.97)$$



*Fig. 3.16 Corelația
 $a_o=f(\alpha)$ profil
asimetric și 16
palete*



*Fig. 3.17 Corelația
 $a_o=f(\alpha)$ profil
asimetric și 24
palete*

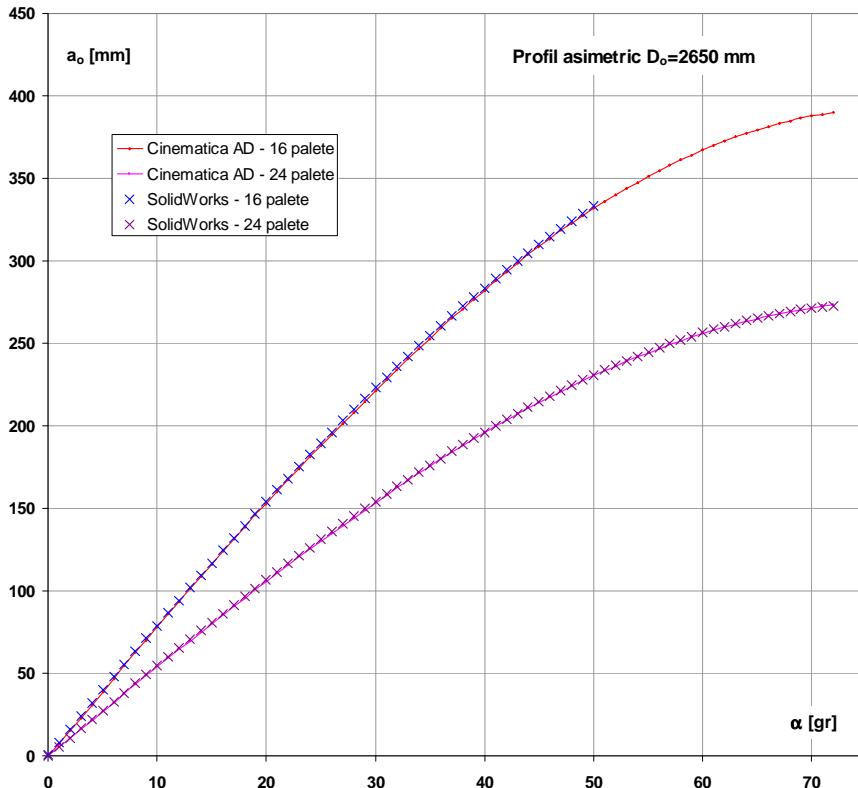
3.3.5 Caracteristica $a_o=f(\alpha)$ pentru profile asimetrice obținută din programul „Cinematica AD”

Pentru verificarea programului „Cinematica AD”, pentru profile asimetrice, $D_o=2650$ mm și $Z_o=16$, 24 s-au comparat rezultatele oferite de program cu cele obținute prin relațiile (3.96) și (3.97). Comparația se prezintă numeric în tabelul 3.15 și grafic în figura 3.18.

Tabel 3.15

*Comparație curbe $a_o=f(\alpha)$ generate de SolidWorks și de program „Cinematica AD”
pentru profile asymetrice, a_o [mm], $D_o=2650$ mm și $Z_o=16$, 24 palete*

α [°]	SolidWorks		Program "Cinematica AD"		α [°]	SolidWorks		Program "Cinematica AD"	
	16 palete	24 palete	16 palete	24 palete		16 palete	24 palete	16 palete	24 palete
0	0.38	-0.23	0	0	37	266.54	184.38	265.025	183.892
1	8.30	5.32	7.07	5.293	38	272.35	188.41	270.884	187.965
2	16.21	10.85	15.023	10.705	39	278.06	192.37	276.641	191.96
3	24.10	16.37	22.895	16.069	40	283.66	196.26	282.292	195.875
4	31.98	21.88	30.864	21.482	41	289.15	200.08	287.834	199.709
5	39.84	27.37	38.83	26.817	42	294.53	203.81	293.263	203.462
6	47.69	32.83	46.683	32.257	43	299.78	207.48	298.545	207.131
7	55.50	38.28	54.601	37.615	44	304.92	211.06	303.708	210.716
8	63.30	43.71	62.523	43.005	45	309.93	214.56	308.74	214.216
9	71.07	49.11	70.309	48.396	46	314.82	217.98	313.619	217.629
10	78.80	54.49	78.099	53.728	47	319.59	221.32	318.374	220.955
11	86.50	59.84	85.87	59.077	48	324.22	224.57	322.963	224.193
12	94.17	65.16	93.579	64.385	49	328.72	227.74	327.428	227.341
13	101.80	70.45	101.196	69.651	50	333.08	230.81	331.735	230.399
14	109.39	75.71	108.773	74.907	51		233.80	335.912	233.365
15	116.93	80.94	116.302	80.131	52		236.70	339.938	236.239
16	124.43	86.13	123.777	85.292	53		239.50	343.833	239.02
17	131.88	91.29	131.184	90.428	54		242.21	347.589	241.708
18	139.27	96.40	138.502	95.533	55		244.82	351.204	244.3
19	146.62	101.48	145.764	100.602	56		247.33	354.692	246.797
20	153.90	106.52	152.969	105.605	57		249.75	358.03	249.198
21	161.13	111.52	160.115	110.573	58		252.06	361.248	251.501
22	168.29	116.47	167.2	115.503	59		254.28	364.304	253.707
23	175.39	121.38	174.226	120.395	60		256.38	367.239	255.814
24	182.43	126.23	181.161	125.247	61		258.39	370.007	257.823
25	189.39	131.04	188.036	130.04	62		260.28	372.639	259.731
26	196.28	135.80	194.848	134.792	63		262.07	375.108	261.54
27	203.09	140.51	201.597	139.503	64		263.74	377.417	263.248
28	209.83	145.17	208.282	144.174	65		265.31	379.569	264.854
29	216.49	149.76	214.899	148.803	66		266.76	381.545	266.358
30	223.06	154.31	221.445	153.389	67		268.09	383.351	267.761
31	229.55	158.79	227.919	157.917	68		269.31	384.995	269.06
32	235.95	163.21	234.31	162.401	69		270.42	386.474	270.257
33	242.26	167.58	240.619	166.84	70		271.40	387.783	271.366
34	248.48	171.88	246.85	171.214	71		272.26	388.945	272.394
35	254.60	176.11	252.997	175.515	72		272.99	389.949	273.419
36	260.62	180.28	259.056	179.741					



*Fig. 3.18 Comparație curbe
 $a_o=f(\alpha)$ generate de
SolidWorks și de program
„Cinematica AD”
pentru profile asymetrice,
 $D_o=2650$ mm și $Z_o=16, 24$
palete*

3.4 Cinematica mecanismului aparatului director

3.4.1 Cursa servomotorului

Se consideră mecanismul aparatului director din figura 3.19, format din profil, manivelă de lungime L_m și biela de lungime L_b . Unghiul α_r dintre coarda profilului și manivelă este rigid. Diametrul D_c reprezintă diametrul de dispunere a bolțurilor de prindere a furcilor pe inelul de reglare. Diametrul D_y reprezintă diametrul de dispunere a bolțurilor servomotor. Punctul de capăt al bielei este constrâns să se deplaseze pe cercul de diametru D_c . Poziția manivelei este determinată de unghiul ψ , egal valoric cu unghiul α . În poziția complet închis, pentru care $\psi=0$, poziția mecanismului este determinată de punctele C1, 1, 4, 7, 0, iar între manivelă și bielă se formează unghiul γ . În poziția curentă, corespunzătoare unghiului ψ , poziția mecanismului este determinată de punctele C1, 2, 5, 8, 10, 0. În poziția corespunzătoare deschiderii $a_{omax\ maj}$ definită de unghiul $\psi_{max\ maj}$, poziția mecanismului este determinată de punctele C1, 3, 6, 9, 0, pentru care se obține cursa maximă S_{majmax} .

Pentru o poziție curentă a unghiului ψ se definește cursa servomotorului $S(\psi)$ ca fiind distanța 7-10, măsurată de la punctul 7, de-a lungul dreptei 7-9, până la intersecția acesteia cu dreapta 0-5, în punctul 10, corespunzător punctului K.

Sistemul de referință este centrat în punctul C1, cu axa X orientată pozitiv pe direcția C1-0, iar axa Y orientată pozitiv în sus.

Prin deplasarea mecanismului pe distanța unghiulară $0 - \psi - \psi_{\max maj}$, punctul M se deplasează în pozițiile 1, 2, 3, punctul N se deplasează în pozițiile 4, 5, 6, punctul V se deplasează în pozițiile 7, 8, 9, punctul K se deplasează în pozițiile 7, 10, 9, iar cursa servomotorului parcurge valorile cuprinse între 0, $S(\psi)$, S_{\max} . Rezolvarea cinematicii mecanismului AD înseamnă determinarea corelației cursei servomotorului S funcție de poziția unghiulară ψ .

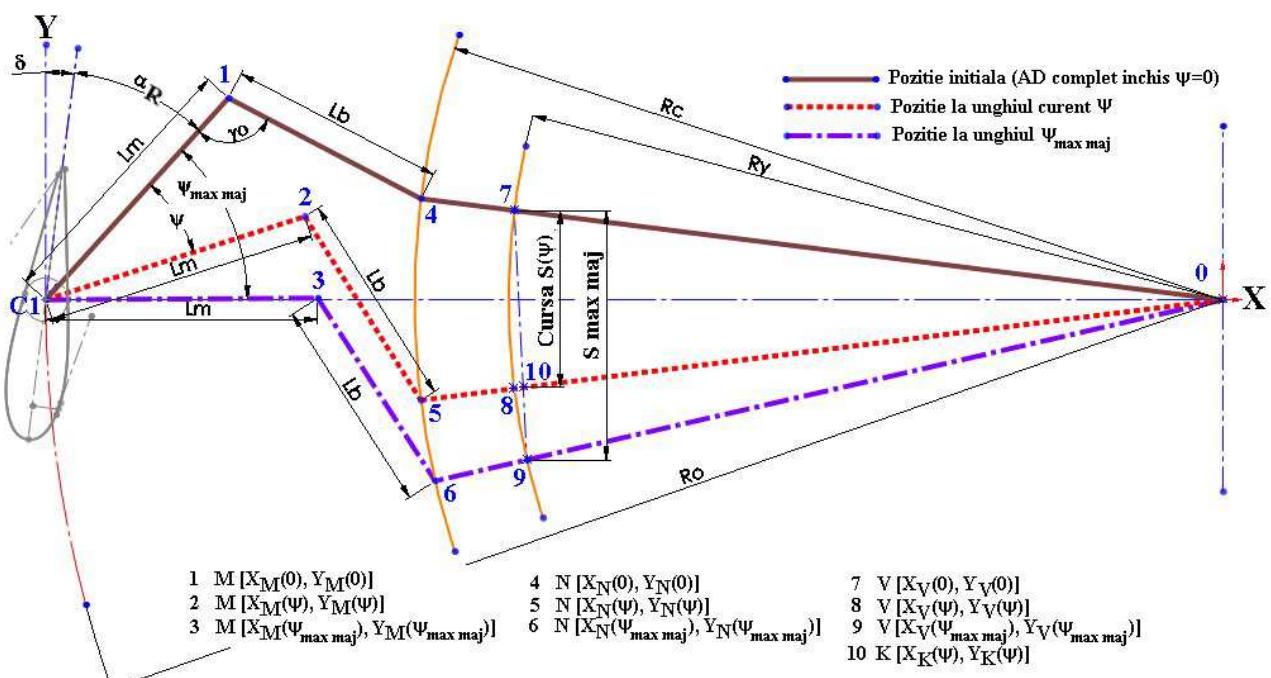


Fig. 3.19 Cinematica mecanismului aparatului director

Coordonatele punctului M rezultă sub forma:

$$\begin{cases} X_M(\psi) = L_m \cdot \sin(\delta + \alpha_r + \psi) \\ Y_M(\psi) = L_m \cdot \cos(\delta + \alpha_r + \psi) \end{cases} \quad (3.98)$$

unde: $\varphi_o = \delta + \alpha_r = \text{const.}$ (3.99)

Coordonatele punctului N rezultă sub forma:

$$\begin{cases} X_N(\psi) = R_o - R_c \cdot \cos(\beta) \\ Y_N(\psi) = +R_c \cdot \sin(\beta) \text{ pentru } \psi < \psi_{cr} \\ Y_N(\psi) = -R_c \cdot \sin(\beta) \text{ pentru } \psi > \psi_{cr} \end{cases} \quad (3.100)$$

unde ψ_{cr} este poziția unghiului ψ pentru care $Y_N = 0$.

$$\beta = |\varsigma - \gamma| \quad (3.101) \quad \varsigma = \arccos \frac{R_c^2 + C(\psi) - L_b^2}{2 \cdot R_c \cdot \sqrt{C(\psi)}} \quad (3.102)$$

$$\gamma = \arctg \frac{Y_m(\psi)}{R_o - X_m(\psi)} \quad (3.103) \quad C(\psi) = L_m^2 + R_o^2 - 2 \cdot L_m \cdot R_o \cdot \cos(90 - \varphi_o - \psi) \quad (3.104)$$

$$\psi_{cr} = \arctg \frac{X_{M,cr}}{Y_{M,cr}} - \varphi_o \quad (3.105) \quad X_{M,cr} = \frac{H^2 + L_m^2 - L_b^2}{2 \cdot H} \quad (3.106)$$

$$H = R_o - R_c \quad (3.107) \quad Y_{M,cr} = \sqrt{L_m^2 - X_{M,cr}^2} \quad (3.108)$$

Pentru poziția inițială $\psi = 0$, unghiul γ_o dintre manivelă și bielă se calculează prin relația:

$$\gamma_o = \arctg \frac{X_n(0) - X_m(0)}{Y_m(0) - Y_n(0)} + \arctg \frac{X_m(0)}{Y_m(0)} \quad (3.109)$$

Corelația $S=S(\psi)$ se determină cu relația:

$$S(\psi) = \sqrt{[X_v(0) - X_k(\psi)]^2 + [Y_v(0) - Y_k(\psi)]^2} \quad (3.110)$$

Coordonatele punctului V rezultă sub forma:

$$\begin{cases} X_v(\psi) = R_o - R_y \cdot \cos(\beta) \\ Y_v(\psi) = +R_y \cdot \sin(\beta) \text{ pentru } \psi < \psi_{cr} \\ Y_v(\psi) = -R_y \cdot \sin(\beta) \text{ pentru } \psi > \psi_{cr} \end{cases} \quad (3.111)$$

În relația 3.110 $X_v(0)$, $Y_v(0)$ reprezintă coordonatele punctului V, aflat pe cercul de diametru D_y , pentru poziția inițială $\psi = 0$.

Coordonatele punctului K rezultă sub forma:

$$\begin{cases} X_k(\psi) = \frac{Y_n(\psi) - Y_v(0) + C_n(\psi) \cdot X_n(\psi) + C_v(0) \cdot X_v(0)}{C_n(\psi) + C_v(0)} \\ Y_k(\psi) = Y_v(0) + C_v(0) \cdot [X_k(\psi) - X_v(0)] \end{cases} \quad (3.112)$$

unde:

$$C_n(\psi) = \frac{Y_n(\psi)}{R_o - X_n(\psi)} \quad (3.113) \quad C_v(0) = \frac{Y_v(\psi_{\max maj}) - Y_v(0)}{X_v(\psi_{\max maj}) - X_v(0)} \quad (3.114)$$

3.4.2 Caracteristica $S=f(a_o)$ obținută din programul „Cinematica AD”

Pentru verificarea programului „Cinematica AD”, pentru profile simetrice, s-au comparat rezultatele oferite de program cu cele obținute grafic pentru două seturi de date:

- **Setul 1** : $D_o=4500$ mm, $Z_o=24$, $D_c=3090$ mm, $D_y=2730$ mm, $L_m=520$ mm, $L_b=415$, $\alpha_R=35^\circ$, $a_{o \max maj}=375$ mm;
- **Setul 2** : $D_o=4500$ mm, $Z_o=24$, $D_c=3090$ mm, $D_y=2650$ mm, $L_m=523$ mm, $L_b=415$, $\alpha_R=35^\circ$, $a_{o \max maj}=450$ mm.

Rezultatele oferite de program se prezintă numeric în tabelul 3.16 și comparația acestora cu rezultate obținute grafic în tabelul 3.17 și figura 3.20.

Tabel 3.16

Curbe servomotor generate de program „Cinematica AD” pentru profile simetrice și două seturi de date

α / ψ [gr]	Setul 1		Setul 2		α / ψ [gr]	Setul 1		Setul 2	
	ao [mm]	S [mm]	ao [mm]	S [mm]		ao [mm]	S [mm]	ao [mm]	S [mm]
0	0	0	0	0	37	307.121	396.199	307.121	382.35
1	8.665	20.89	8.665	19.988	38	314.214	404.239	314.214	390.078
2	17.663	39.242	17.663	37.64	39	321.2	412.217	321.2	397.744
3	26.687	55.863	26.687	53.671	40	328.077	420.131	328.077	405.348
4	35.538	71.209	35.538	68.497	41	334.827	427.979	334.827	412.887
5	44.492	85.57	44.492	82.385	42	341.441	435.76	341.441	420.359
6	53.433	99.142	53.433	95.519	43	347.917	443.47	347.917	427.761
7	62.236	112.069	62.236	108.031	44	354.253	451.107	354.253	435.091
8	71.119	124.454	71.119	120.023	45	360.448	458.666	360.448	442.346
9	79.965	136.381	79.965	131.57	46	366.5	466.145	366.5	449.521
10	88.719	147.912	88.719	142.734	47	372.406	473.539	372.406	456.614
11	97.517	159.101	97.517	153.565	48	378.165	480.844	378.165	463.621
12	106.246	169.989	106.246	164.104	49	383.775	488.055	383.775	470.535
13	114.916	180.611	114.916	174.384	50	389.234	495.168	389.234	477.354
14	123.605	190.998	123.605	184.433	51	394.541	502.176	394.541	484.072
15	132.206	201.174	132.206	194.276	52	399.694	509.074	399.694	490.684
16	140.763	211.16	140.763	203.934	53	404.692	515.857	404.692	497.185
17	149.32	220.977	149.32	213.425	54	409.533	522.518	409.533	503.567
18	157.782	230.639	157.782	222.764	55	414.216	529.051	414.216	509.827
19	166.201	240.16	166.201	231.964	56	418.738	535.449	418.738	515.956
20	174.603	249.553	174.603	241.038	57	423.099	541.705	423.099	521.949
21	182.92	258.829	182.92	249.996	58	427.298	547.811	427.298	527.798
22	191.175	267.996	191.175	258.847	59	431.333	553.76	431.333	533.497
23	199.4	277.064	199.4	267.599	60	435.203	559.544	435.203	539.038
24	207.563	286.039	207.563	276.259	61	438.906	565.156	438.906	544.413
25	215.632	294.927	215.632	284.833	62	442.442	570.585	442.442	549.616
26	223.659	303.735	223.659	293.327	63	445.81	575.825	445.81	554.637
27	231.637	312.467	231.637	301.745	64	449.008	580.866	449.008	559.467
28	239.525	321.126	239.525	310.091	65	452.036	585.698	452.036	564.1
29	247.334	329.716	247.334	318.369	66	454.892	590.312	454.892	568.525
30	255.083	338.241	255.083	326.58	67	457.576	594.699	457.576	572.734
31	262.768	346.702	262.768	334.728	68	460.087	598.848	460.087	576.716
32	270.38	355.101	270.38	342.815	69	462.424	602.748	462.424	580.463
33	277.885	363.44	277.885	350.841	70	464.587	606.389	464.587	583.963
34	285.315	371.719	285.315	358.807	71	466.574	609.759	466.574	587.207
35	292.667	379.939	292.667	366.714	72	468.386	612.847	468.386	590.183
36	299.937	388.099	299.937	374.562					

Tabel 3.17

*Comparatie curbe servomotor generate prin program „Cinematica AD”
respectiv grafic pentru profile simetrice și două seturi de date*

Setul 1 – $a_{o\max \text{ maj}}=375 \text{ mm}$				Setul 2 – $a_{o\max \text{ maj}}=450 \text{ mm}$					
ψ [gr]	Cinematica AD		Grafic		ψ [gr]	Cinematica AD		Grafic	
	ao [mm]	S [mm]	ao [mm]	S [mm]		ao [mm]	S [mm]	ao [mm]	S [mm]
10	88.719	147.912	87	145	8	71.119	120.023	73	140
20	174.603	249.553	174	248	18	157.782	222.764	158	219
30	255.083	338.241	253	338	28	239.525	310.091	238	308
40	328.077	420.131	326	420	38	314.214	390.078	310	388
50	389.234	495.168	387	493	48	378.165	463.621	374	465
-	-	-	-	-	58	427.298	527.798	425	524
$S_{\max \text{ maj}}$	mm	476.818	mm	477	$S_{\max \text{ maj}}$	mm	560.979	mm	557
$\Psi_{\max \text{ maj}}$	gr	47.44725	gr	-	$\Psi_{\max \text{ maj}}$	gr	64.32146	gr	-
γ_0	gr	104.61059	gr	105	γ_0	gr	103.940136	gr	107
δ	gr	7°12'0"	gr	7°21'2"	δ	gr	7°12'0"	gr	7°0'0"

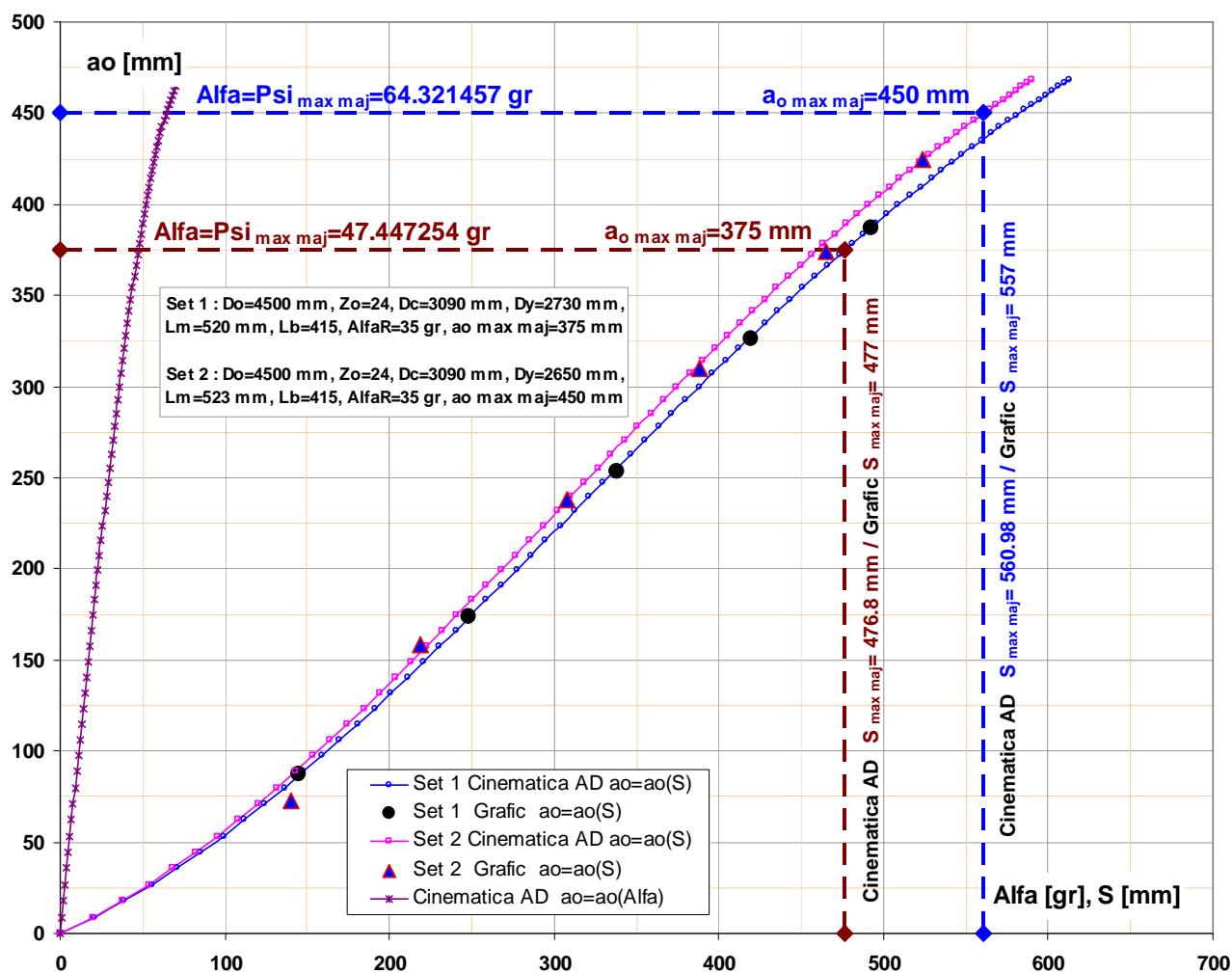


Fig. 3.20 Comparație curbe servomotor generate prin program „Cinematica AD” respectiv grafic pentru profile simetrice și două seturi de date



3.5 Descrierea programului „Cinematica AD”

3.5.1 Limbajul de programare

Limbajul de programare în care a fost creat programul „*Cinematica AD*” este limbajul Python, utilizând extensia suplimentară wxPython a acestuia pentru generarea controalelor Windows. Toate aceste instrumente sunt de tip free respectiv OpenSource (<http://www.opensource.org/>) și pot fi descărcate de pe Internet.

Python a fost creat la începutul anilor 1990 de către Guido van Rossum la Stichting Mathematisch Centrum (<http://www.cwi.nl/>) din Olanda, ca succesor al limbajului ABC. Guido a rămas principalul autor al Python-ului, care acumulează multe contribuții ale altora. În 1995 Guido și-a continuat munca la Python la Corporation for National Research Initiatives (<http://www.cnri.reston.va.us/>) în Reston, Virginia, unde a lansat câteva versiuni ale software-ului. În mai 2000, Guido și echipa de dezvoltare a Python-ului s-a mutat la BeOpen.com, unde a format echipa BeOpen PythonLabs. În octombrie 2000, colectivul PythonLabs s-a mutat la Digital Creations - acum Zope Corporation, (<http://www.zope.com/>). În 2001 a nașterea Python Software Foundation PSF (<http://www.python.org/psf/>) o organizație non profit creată special pentru a deține drepturile de autor referitoare la Python. Zope Corporation este unul din sponsorii PSF.

3.5.2 Caracteristicile limbajului Python

Limbajul de programare Python este simplu de folosit, dar este un limbaj de programare adevărat, oferind posibilitatea unei mai bune structurări, și un suport mai bun pentru programe mari decât oferă un „shell”. Pe de altă parte dispune de o mult mai bună verificare a erorilor decât limbajul C și - fiind un *limbaj de nivel foarte înalt* - dispune de tipuri de date de nivel înalt, cum ar fi tablouri sau dicționare foarte flexibile. Datorită caracterului general al tipurilor de date, Python poate fi aplicat într-o arie mult mai largă de probleme decât limbajele AWK sau PERL. Cu toate acestea, multe lucruri se realizează la fel de ușor în Python ca și în aceste limbaje.

Python permite divizarea programelor în module care pot fi folosite apoi în alte programe Python. Dispune de o colecție vastă de module standard de la care se poate porni în construirea programului sau pentru a învăța programarea în Python. Există de asemenea module încorporate care oferă facilități pentru sistemul de intrări - ieșiri (I/O), apeluri de sistem, sockets și chiar interfețe pentru sisteme de interfațare grafică utilizator (GUI) precum TK.

Python este un limbaj interpretat, care poate accelera munca în timpul procesului de dezvoltare nemaifiind nevoie de compilarea codului de fiecare dată. Interpretorul poate fi folosit interactiv, ceea ce permite testarea foarte ușoară a anumitor facilități ale limbajului, scrierea



imediată a programelor sau testarea anumitor funcții înainte de a fi folosite în program. Este foarte ușor de folosit și drept calculator de birou, deoarece interpretorul execută imediat comenzi.

Python permite scrierea unor programe foarte compacte și ușor de citit. Programele scrise în Python sunt mult mai mici decât echivalentele în C sau C++ pentru că:

- tipurile de date de nivel înalt permit realizarea unor operații complexe într-o singură instrucțiune;
- gruparea instrucțiunilor este dată de paragrafarea în loc de blocuri **begin/end** sau de accolade;
- nu este necesară declararea variabilelor.

Python este extensibil: pentru un utilizator cu cunoștințe C se poate foarte ușor adăuga o nouă funcție sau un modul, fie pentru a efectua operații la viteza maximă, fie pentru a lega programe Python la biblioteci disponibile numai în format binar (biblioteci grafice). De exemplu, interpretorul Python se poate adăuga într-o aplicație C și se poate folosi ca un limbaj de comandă sau de extensie pentru acea aplicație.

3.5.3 Extensiile limbajului Python utilizate în program

Pentru funcționarea programului „Cinematica AD” trebuie instalat limbajul Python și extensiile acestuia, conform tabelului 3.18:

Extenziile limbajului Python utilizate în programul „Cinematica AD”

Tabel 3.18

Modul	Adresa de Internet	Explicații
python-2.4.3.msi	http://www.python.org/download/releases/2.4.3/	Limbaj de programare Python
wxPython2.8-win32-ansi-2.8.10.1-py24.exe	http://www.wxpython.org/download.php	wxPython este un set de unelte GUI pentru limbajul de programare Python.
pywin32-214.win32-py2.4.exe	http://sourceforge.net/projects/pywin32/files/	Modul Python pentru Windows
numpy-1.2.1-win32-superpack-python2.4.exe	http://sourceforge.net/projects/numpy/files/NumPy/	Modul pentru manipularea rapidă a tablourilor.
ctypes-1.0.2.win32-py2.4.exe	http://sourceforge.net/projects/ctypes/files/	Modul pentru manipularea tipurilor de date.
comtypes-0.6.2.win32.exe	http://sourceforge.net/projects/comtypes/files/	Permite definirea, apelul și implementarea interfeței COM.
Ulipad	http://code.google.com/p/ulipad/	Editor de texte

3.5.4 Datele de intrare și rezultatele programului „Cinematica AD”

Programul „Cinematica AD” reprezintă un instrument original, creat pe durata elaborării tezei, care oferă proiectantului următoarele elemente:

- calculul parametrilor caracteristici profilelor aparatului director;
- calculul caracteristicii $a_o = f(\alpha)$ pentru orice număr de palete directoare Z_o și diametru caracteristic D_o , pentru profile simetrice și asimetrice;
- calculul corelației cursei servomotorului S funcție de poziția unghiulară ψ ;
- export mărimi calculate spre Microsoft Excel;
- trasare grafice caracteristice și exportarea acestora în formate imagine.

Rularea programului „Cinematica AD” necesită introducerea următoarelor date de intrare:

- diametrul caracteristic al aparatului director D_o [mm];
- diametrul de dispunere al bolțurilor de prindere a furcilor pe inelul de reglare D_c [mm];
- diametrul de dispunere bolț servomotor D_y [mm];
- lungimea manivelei L_b [mm];
- lungimea bielei L_c [mm];
- deschidere maximă a aparatului director $a_o \text{ max maj}$ [mm];
- unghiul rigid dintre coarda profilului și manivelă α_R [grade].

Figura 3.21, 3.22 prezintă interfața programului „Cinematica AD” pentru profile simetrice respectiv profile asimetrice, interfață care oferă controalele Windows pentru introducerea datelor de intrare și a următoarelor tabele și rezultate grafice:

- tabel cu parametrii caracteristici profilelor aparatului director;
- tabel cu coordonatele profilului X, Y_{ex}, Y_{in} ;
- tabel cu corelația cursei servomotorului S funcție de poziția unghiulară ψ , egal valoric cu unghiul α ;
- contur profil simetric, **figura 3.23**, respectiv asimetric, **figura 3.26**;
- reprezentare deschidere AD pentru profil simetric la unghi impus, **figura 3.24**, respectiv asimetric, **figura 3.27**; fereastra permite selecția unghiului α sau specificarea deschiderii AD; pentru orice variantă se afișează grafic/numeric poziția celor două profile și a deschiderii a_o ;
- reprezentare grafică curbe $a_o = f(\alpha)$ și $a_o = f(S)$ pentru profil simetric, **figura 3.25**, respectiv asimetric, **figura 3.28**.

Ecranele grafice oferă instrumente pentru modificarea vizualizării imaginii: mărire , micșorare  încadrare în fereastră , translatare .

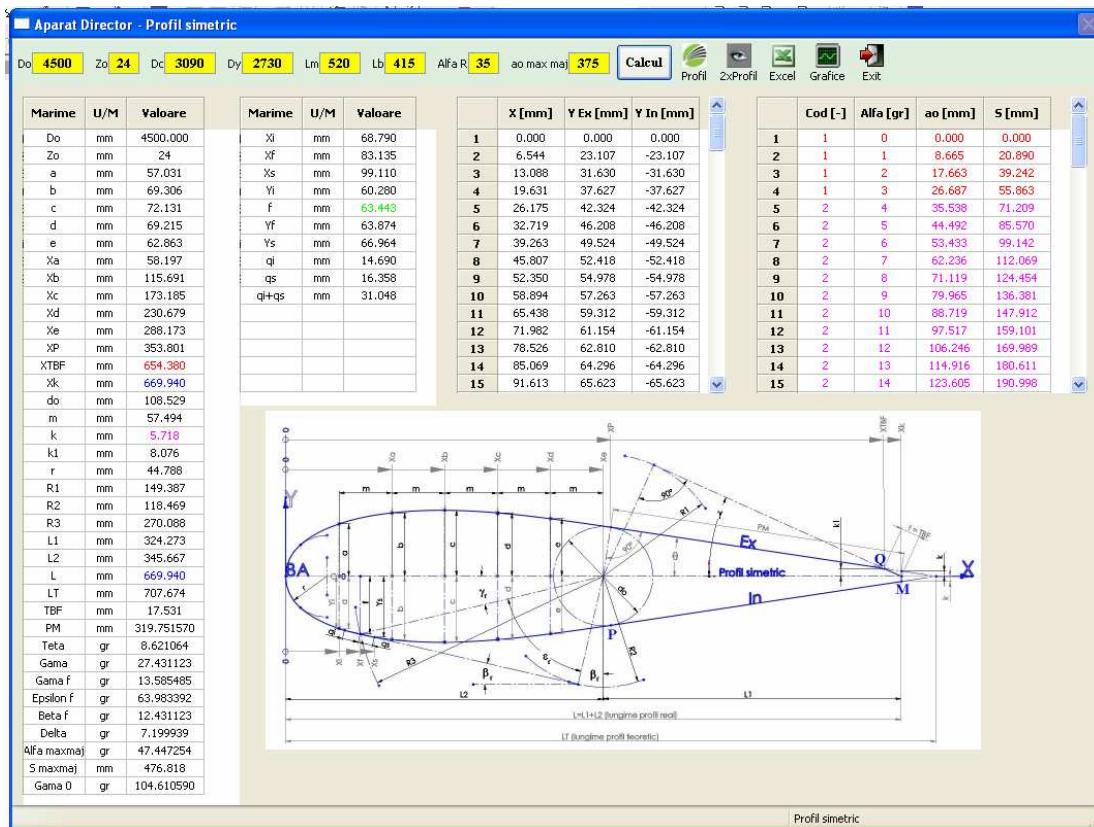


Fig. 3.21 Interfața programului „Cinematica AD” pentru profile simetrice

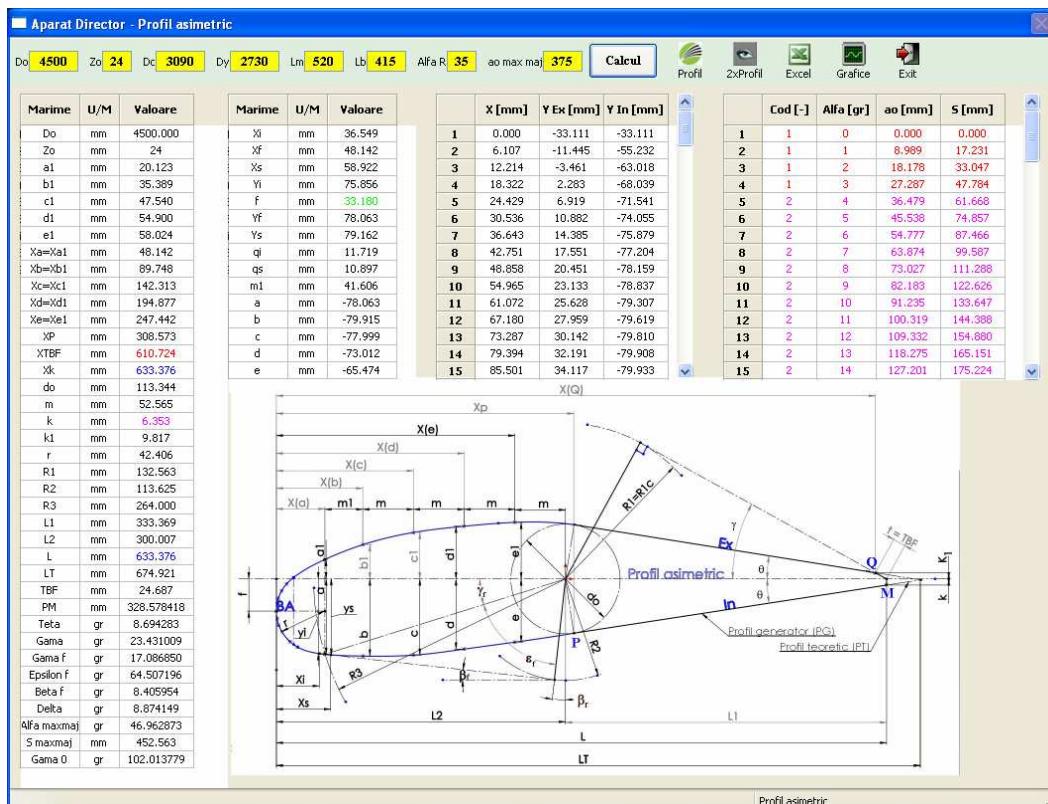


Fig. 3.22 Interfața programului „Cinematica AD” pentru profile asimetrice

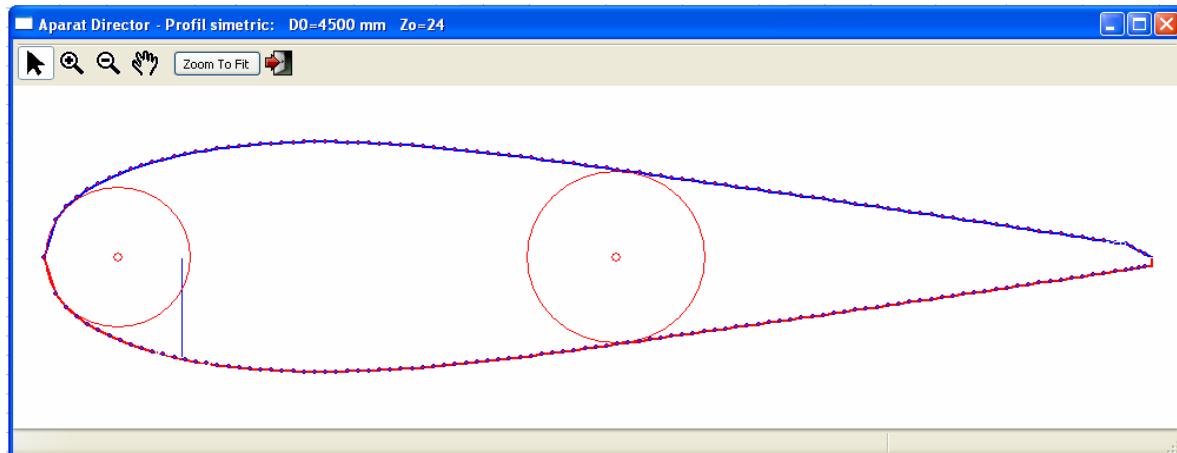


Fig. 3.23 Vizualizare profil simetric

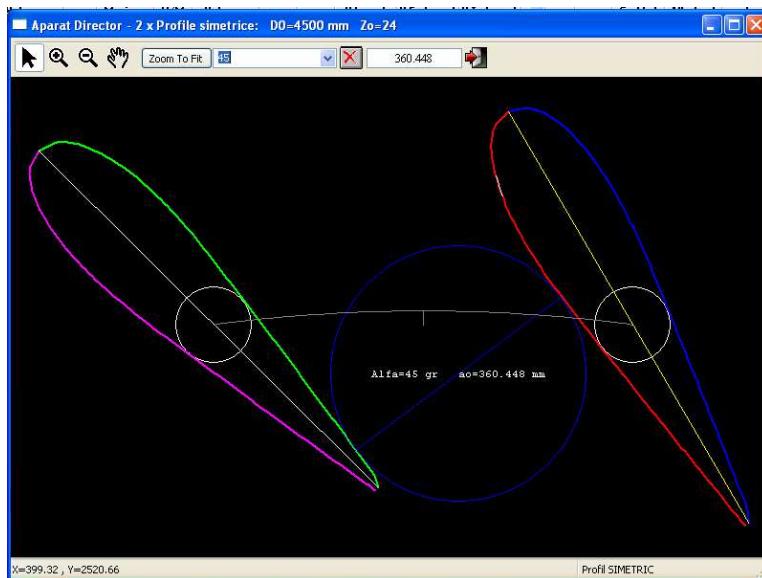


Fig. 3.24 Vizualizare deschidere AD pentru profil simetric la unghi impus

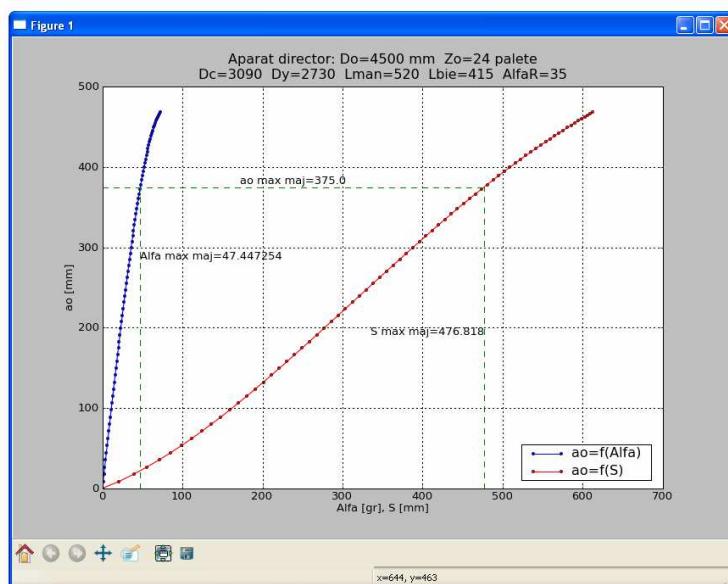


Fig. 3.25 Vizualizare grafice $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profil simetric

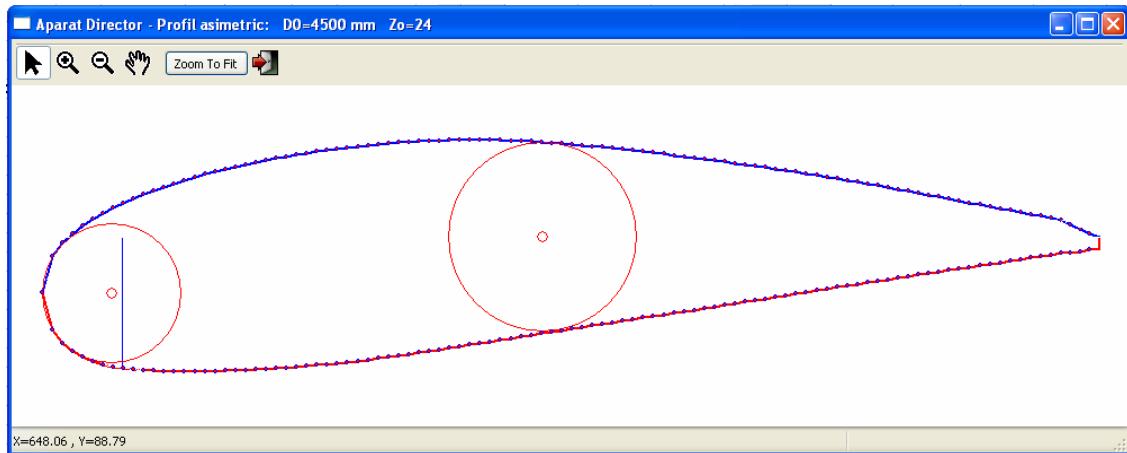
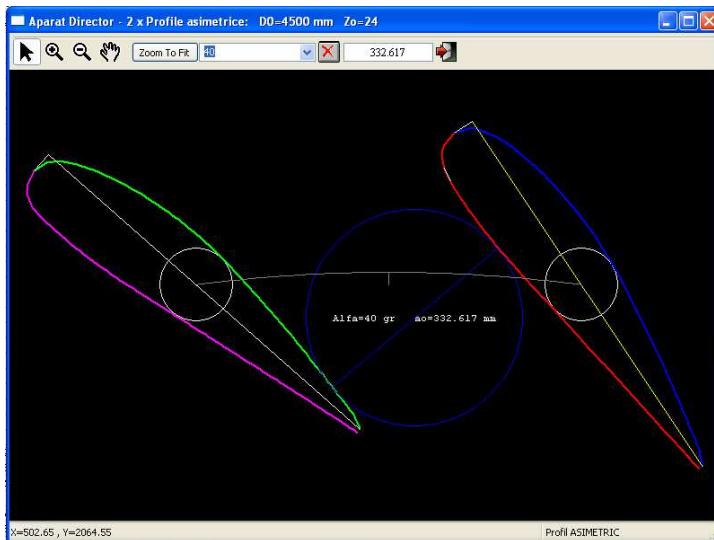
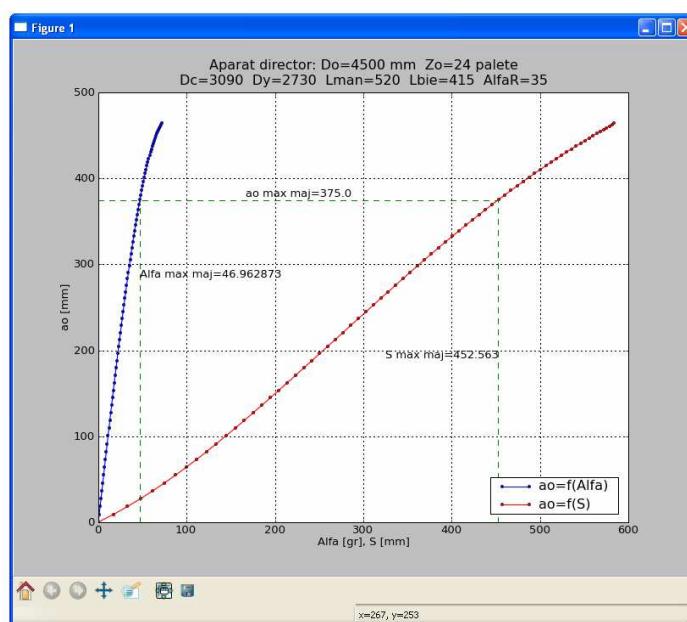


Fig. 3.26 Vizualizare profil asimetric



*Fig. 3.27 Vizualizare
deschidere AD pentru
profil asimetric la unghi
impus*



*Fig. 3.28 Vizualizare
grafice $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$
pentru profil asimetric*



3.6 Concluzii

În acest capitol s-au standardizat mărimele caracteristice ale profilelor simetrice și asimetrice utilizate la proiectarea aparatului director și s-a elaborat un algoritm matematic original în vederea calculului al caracteristicilor aparatului director $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$ pentru profile standardizate simetrice și asimetrice. Aceste elemente au fost utilizate la elaborarea unui program original pe calculator în limbajul Python „*Cinematica AD*” pentru calculul caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$. Rezultatele oferite de program au fost comparate cu curbe experimentale și curbe rezultate grafic din SolidWorks. Comparația acestor curbe validează programul „*Cinematica AD*” și pune la dispoziția proiectantului un instrument computerizat pentru calcul programat al acestor caracteristici.

Avantajele unui astfel de instrument sunt evidente: timpul redus de calcul, precizia calculelor și optimizarea soluției prin parcurgerea mai multor seturi de date de intrare.



Cap. 4 ANALIZA STRUCTURALĂ A CAMEREI SPIRALE ȘI STATORULUI

4.1 Introducere

Analizele structurale prezentate în acest capitol s-au derulat în cadrul Centrului de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice (CCHAPT), din cadrul Universității „Eftimie Murgu” Reșița, pe baza cerințelor beneficiarului S.C. Hydro Engineering S.A., în vederea oferirii de soluții concrete pentru componente ale unor turbine hidraulice aflate în curs de proiectare: cameră spirală, stator [27], [28], [29]. Aceste analize au urmărit determinarea comportării din punct de vedere al rezistenței a unor variante de soluții constructive ale componentelor, prin parcurgerea următoarelor etape:

- generarea geometriei 3D a componentei analizate, utilizând programele Autodesk Inventor respectiv Solid Works, programe specializate în proiectarea asistată de calculator;
- aplicarea condițiilor de frontieră (restrângeri și încărcări), discretizarea în elemente finite și calculul prin metoda elementului finit, vizualizarea și interpretarea rezultatelor.

Calculele au fost efectuate prin intermediul mai multor programe de analiză cu element finit:

- programul de analiza cu element finit Cosmos, abreviat prin CDS [59];
- modulul de analiza Stress Analysis integrat în programul Autodesk Inventor, abreviat prin SAAI [68];
- modulul Simulation integrat în programul SolidWorks, abreviat prin SSW [69].

4.2 Analiza statică lineară

La aplicarea unor încărcări asupra unui corp, acesta se deformează și efectul forțelor este transmis întregului corp. Astfel, forțele externe vor induce în corp forțe interne și reacțiuni astfel încât starea finală a corpului va fi o stare de echilibru. Analiză statică lineară calculează deplasări (*displacement*), alungiri (*strains*), tensiuni interne (*stress*) și forțe de reacțiune (*reaction forces*) sub efectul încărcărilor aplicate asupra geometriei 3D.

Analiza statică lineară operează cu următoarele ipoteze:

Ipoteza 1: Caracterul static al aplicării încărcărilor – toate încărcările sunt aplicate încet și gradual, până la atingerea valorii maximale a acestora, după care rămân constante în timp. Această ipoteză permite neglijarea efectelor inerțiale și vibratoare, prin neglijarea micilor accelerări și viteze. Încărcări variabile în timp pot induce forțe suplimentare considerabile, care pot fi analizate numai prin analiză dinamică.

Ipoteza 2: Ipoteza linearității – relația dintre încărcări și răspunsul indus în corp este lineară.

De exemplu, la dublarea încărcării, răspunsul corpului (deplasări, alungiri, tensiuni) se va dubla de asemenea. Această ipoteză poate fi utilizată dacă:

- materialele atribuite modelului respectă legea lui Hook: tensiunea este direct proporțională cu alungirea; pentru un element de corp solid solicitat numai de încărcări normale rezultă tensiuni normale (*normal stress*) σ însotite de alungiri specifice (*strains*) ϵ ; pentru un element de corp solid solicitat numai de încărcări tangențiale rezultă tensiuni tangențiale (*shear stress*) τ însotite de lunecări specifice γ ; legea lui Hook exprimă relația de proporționalitate dintre aceste mărimi: $\sigma = E \times \epsilon$ respectiv $\tau = G \times \gamma$, unde constantele de proporționalitate E și G se numesc module de elasticitate longitudinal respectiv transversal;
- deplasările rezultate sunt suficient de mici pentru a ignora modificările de rigiditate rezultate ca efect al încărcărilor;
- condițiile de frontieră nu variază pe durata aplicării încărcărilor; forțele trebuie să fie constante ca valoare, direcție și distribuție și nu se pot modifica pe durata deformării modelului.

Tensiunile interne induse în corp de încărcările externe variază de la un punct la altul și reflectă intensitatea forțelor interne (forță raportată la unitatea de arie).

Pentru un model la care s-au definit materialul, restrângerile, încărcările și discretizarea procedura de calcul a analizei statice lineare constă în următoarele etape:

- construirea și rezolvarea sistemului de ecuații lineare ale echilibrului elementelor finite, rezultând deplasările (*displacement*) în fiecare nod;
- din deplasări se vor calcula alungirile specifice (*strain*);
- din relația lui Hook se vor calcula tensiunile interne (*stress*).

Etapele de calcul ale unei analize statice lineare sunt următoarele:

- se definește studiul de analiză (nume, tip analiză, opțiuni);
- se atribuie materiale componentelor modelului;
- se definesc restrângerile și încărcările aplicate modelului;
- se impun opțiunile discretizării și se discretizează modelul în elemente finite;
- se calculează studiul de analiză;
- se vizualizează rezultatele analizei:
 - = UX, UY, UZ – alungirile specifice în direcțiile X, Y, Z;
 - = URES – alungirea specifică rezultantă;

- = RX, RY, RZ – forță de reacțiune în direcțiile X, Y, Z;
- = RFRES – forță de reacțiune rezultantă;
- = SX, SY, SZ - tensiunea normală în direcțiile X, Y, Z;
- = P1, P2, P3 - tensiunile principale în direcțiile X, Y, Z;
- = VON - tensiunea Von Mises este o mărime scalară, calculată din componentele tensiunii, fără direcție, fiind definită complet prin valoare și având unități de măsură de tip tensiune; tensiunea Von Mises este utilizată ca și criteriu de rupere și se exprimă prin [relația 4.1](#) sau [4.2](#), unde: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ sunt tensiunile normale în direcțiile X, Y, Z și $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ sunt eforturile tangențiale în direcția Y în planul YZ, în direcția Z în planul YZ și respectiv în direcția Z în planul XZ.

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2] + 3[\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2]} \quad 4.1$$

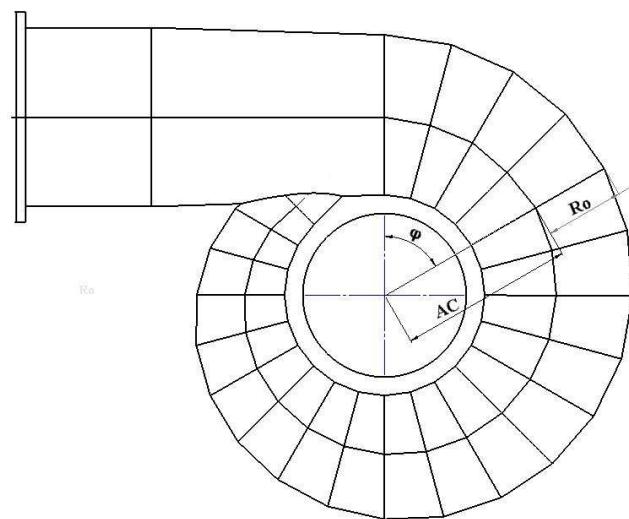
$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{1}{2} [(P1 - P2)^2 + (P1 - P3)^2 + (P2 - P3)^2]} \quad 4.2$$

4.3 Geometria componentelor

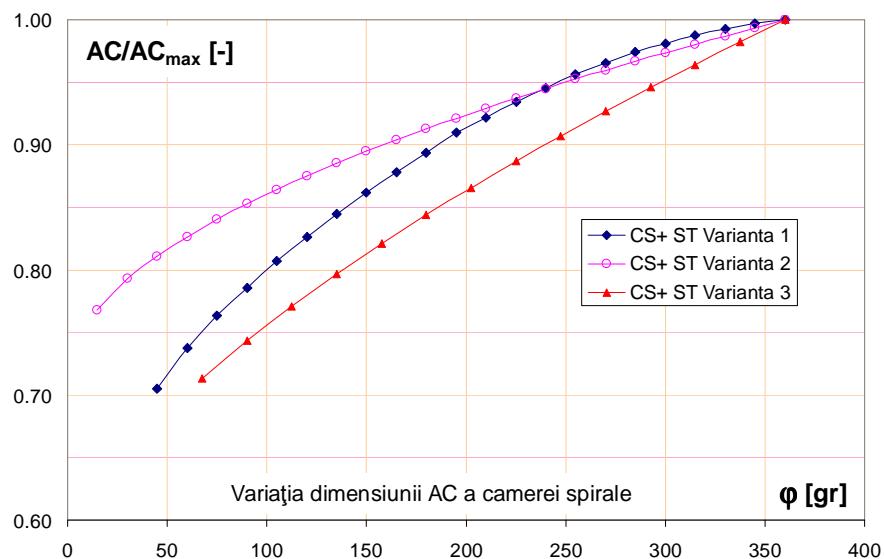
Analizele structurale au fost efectuate pe trei variante de geometrii de camere spirale și stator. Geometria camerelor spirale analizate și dimensiunile caracteristice ale acestora sunt prezentate în [figura 4.1](#). Pentru compararea acestora, graficele din [figurile 4.2 și 4.3](#) prezintă, sub formă adimensională, variația dimensiunilor caracteristice AC respectiv Ro funcție de unghiul de înfășurare ϕ al spiralei.

Teoretic, toate modelele pot fi create și analizate ca modele solide. În practică însă o problemă 3D poate fi mult simplificată prin aproximare cu modele *shell* sau planare, fără concesii majore privind precizia de calcul. Astfel, elementele de tip *shell* sunt recomandate pentru modele subțiri și de grosime constantă. Utilizarea modelelor solide conduce, în aceste cazuri, la un număr foarte mare de elemente finite, ceea ce mărește foarte mult timpul de calcul și necesită o configurație hardware puternică.

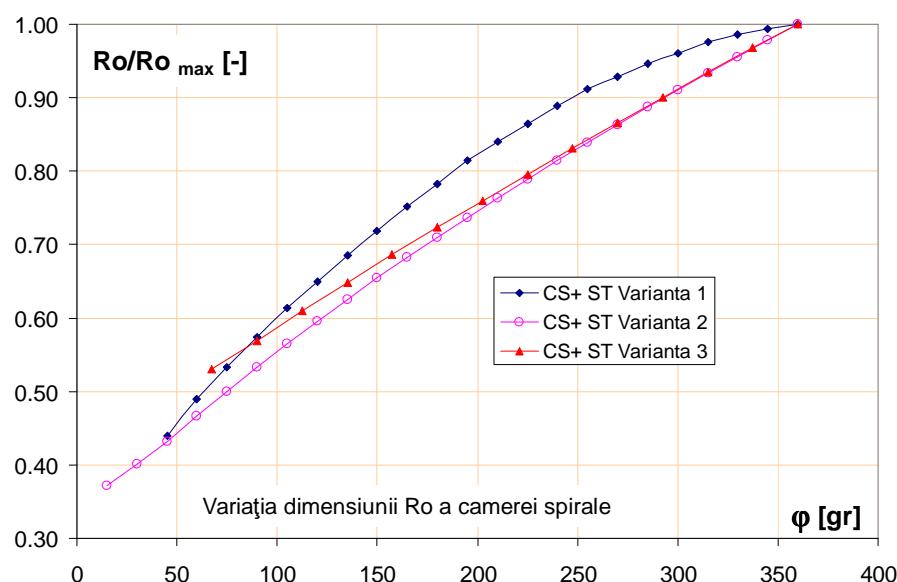
În analizele realizate geometria a fost modelată prin solide, datorită variației grosimii virolelor, a formei coloanelor statorice, precum și a inelilor statorice.



*Fig. 4.1 Geometria
camerei spirale*



*Fig. 4.2 Variația
dimensiunii AC
a camerei spirale*



*Fig. 4.3 Variația
dimensiunii Ro
a camerei spirale*

4.4 Analiza statică lineară a CS+ST varianta 1

Camera spirală și statorul varianta 1 sunt caracterizate de următoarele mărimi, **figura 4.4**:

- diametru de intrare 1500 mm;
- distanța de la secțiunea de intrare la secțiunea primei virole 2000 mm;
- număr virole 22 buc (fără virola de intrare);
- unghiurile de dispunere a virolelor 15 grade;
- grosimea virolelor 16 mm;
- statorul are 20 coloane statorice, cu profil definit punctual prin coordonate;
- înălțimea a coloanelor statorice 300 mm;
- grosimea maximală a coloanelor statorice 26 mm.

Simularea numerică are ca obiectiv verificarea camerei spirale și a statorului din punct de vedere al rezistenței. Calculele s-au efectuat prin modulul Simulation integrat în programul SolidWorks, abreviat prin SSW, pentru 2 valori ale presiunii interne: presiunea corespunzătoare loviturii de berbec $p = 13$ bari = 1300000 N/m² respectiv presiunea de probă $p = 19,5$ bari = 1950000 N/m².

Analiza camerei spirale se va realiza pentru situația verificării acesteia prin proba de presiune, ceea ce se concretizează prin următoarele condiții:

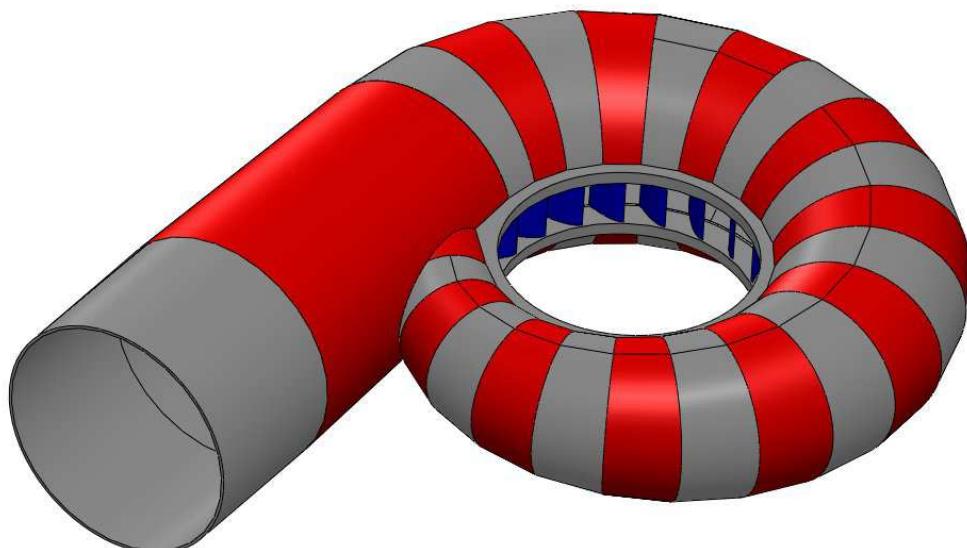
- camera spirală va fi fixată pe suprafața inelului inferior a statorului;
- intrarea în camera spirală va fi obturată cu un capac de intrare, de diametru 1800 mm și grosime 80 mm, întărit cu o cruce de dimensiuni 1796x1796x120 mm, **figura 4.5**;
- ieșirea din stator va fi obturată cu un inel cilindric pe periferia ieșirii din stator diametru interior $\Phi 1400$ mm, înălțime 460 mm și grosime 75 mm, **figura 4.5**;

În analiza statică lineară asupra unei geometrii trebuie aplicate restrângeri care să prevină mișcarea acesteia. Camera spirală va fi fixată pe suprafața inferioară a inelului statorului, **figura 4.6**. În acestă zonă se vor aplica restrângeri de tip *Fixed*, care impune valoarea 0 a translațiilor și rotațiilor pentru zona selectată.

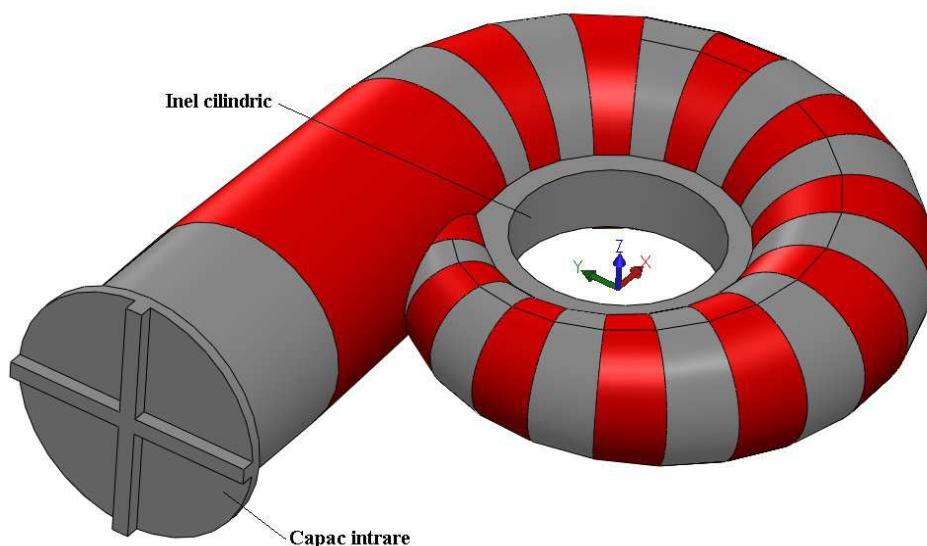
Încărcarea luată în considerare pentru calculul de rezistență va fi presiunea interioară a apei, pentru cele două valori specificate anterior, **figura 4.6**. În consecință, presiunea se va aplica pe toate zonele udate interior ale camerei spirale, respectiv:

- pe interiorul virolelor camerei spirale și zonele interne ale statorului.
- pe interiorul capacului de intrare și a inelului cilindric de etanșare.

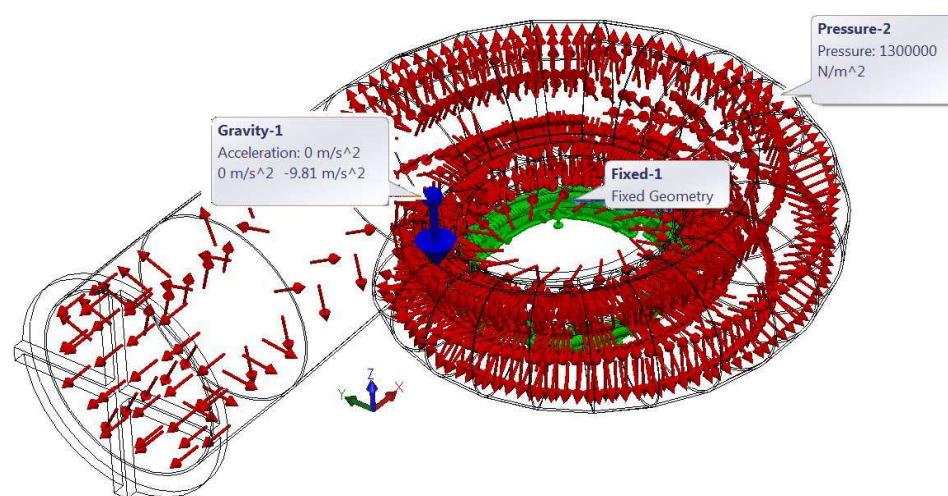
De asemenea, ca și încărcare, se va lua în considerare și greutatea proprie a ansamblului cameră spirală & stator, aplicată de către program, în centrul de greutate al acestuia, **figura 4.6**.



*Fig. 4.4 Geometrie
cameră spirală și stator
varianta 1*



*Fig. 4.5 Etanșare cameră
spirală și stator varianta
1*



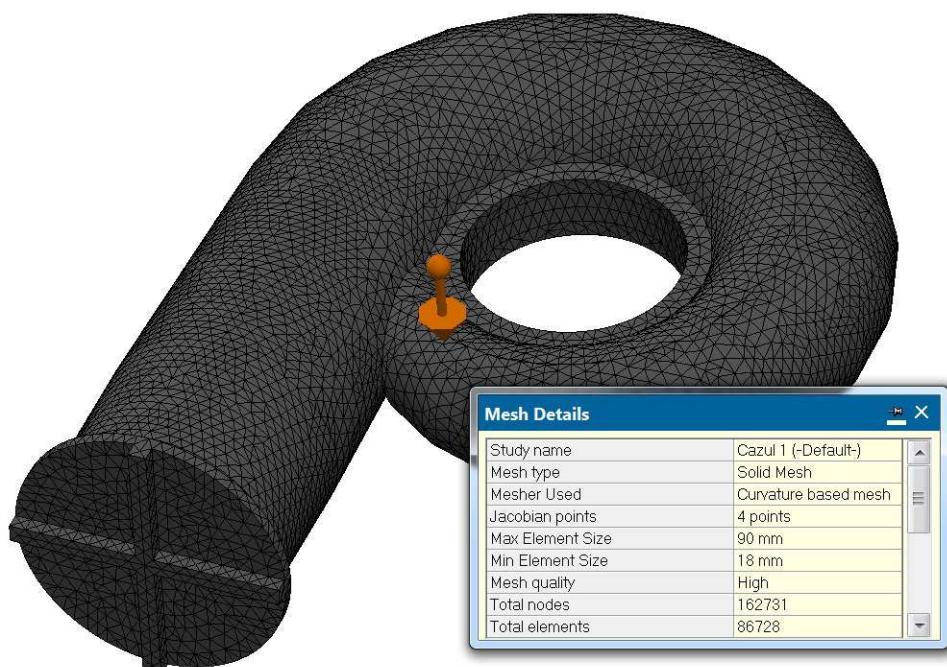
*Fig. 4.6 Condiții de
frontieră aplicate
camerei spirale și stator
varianta 1*

Metoda elementului finit este o metodă numerică de analiză și simulare a proceselor și fenomenelor tehnice. Ideea de bază a metodei constă în divizarea modelului geometric în elemente finite conectate în punctele comune (noduri). Astfel, întregul model este privit în cadrul analizei ca o rețea de elemente discrete interconectate.

Metoda elementului finit se bazează pe ideea comportării variabile a fiecărui element funcție de condiții particulare și calculează comportarea întregului model pe baza informațiilor preluate de la elementele finite care compun modelul. În această metodă operația de discretizare este un pas deosebit de important. SSW realizează automat divizarea modelului în geometric în elemente finite, operația fiind denumită discretizare (*mesh*). Discretizarea se realizează pornind inițial de la o valoare globală a mărimii elementelor finite, valoare rezultată din volumul, suprafața și alte detalii geometrice ale modelului.

Rezultatul final al discretizării (numărul de noduri și de elemente finite generate) depind de geometria și dimensiunile modelului, de calitatea elementului impus (*draft* – grosier sau *high* - fin), de mărimea elementului, de toleranțe impuse pentru discretizare, de condiții de discretizare locale și de condiții de contact specificate. Pentru calcule inițiale se recomandă generarea unor discretizări cu mărimi groziera ale elementului finit pentru obținerea rapidă a unor soluții incipiente, iar în fazele finale ale analizelor discretizările trebuie realizate cu mărimi fine ale elementelor finite, pentru a crește precizia soluțiilor finale generate prin această metodă.

Discretizarea geometriei camerei spirale și a statorului este prezentată în [figura 4.7](#).



*Fig. 4.7 Discretizarea
camerei spirale și
stator varianta 1*

Materialul utilizat în calcule este *Otel* preluat din biblioteca SSW și are caracteristicile prezentate în **tabelul 4.1**. Pentru calcule de analiză statică lineară, trebuie definită valoarea modulului lui Young (modul de elasticitate) E și a coeficientului lui Poisson v. Suplimentar, trebuie definită densitatea, atunci când se va considera efectul gravitației și/sau a forțelor centrifuge, precum și coeficientul termic de dilatare, atunci când se consideră încărcările termice. La selecția unui material din librăria SSW aceste proprietăți vor fi automat atribuite; valorile rezistențelor la compresiune, întindere și rupere asociate unui material preluat din librărie sunt date informativ ca valori limită, dar nu sunt utilizate în calcule.

Caracteristici material Otel

Tabel 4.1

Tip material:		Linear elastic izotropic	
Proprietate	Valoare	U/M	Tip valoare
Modul de elasticitate	2.1e+011	N/m ²	Constant
Coeficient Poisson	0.28	NA	Constant
Densitate	7700	kg/m ³	Constant
Tensiunea la rupere σ_r	7.2383e+008	N/m ²	Constant
Limita de curgere σ_c	6.2042e+008	N/m ²	Constant

Caracteristicile materialelor impuse de către proiectant pentru virole și stator sunt prezentate în **tabelul 4.2**

Caracteristici materiale pentru virole și stator varianta 1

Tabel 4.2

Virole		Stator (inele & coloane)	
Grosime 6 ÷ 14 mm	Grosime 16 ÷ 32 mm	Grosime <= 50 mm	Grosime 50 ÷ 100 mm
$\sigma_r=510 - 650 \text{ MPa}$	$\sigma_r=510 - 650 \text{ MPa}$	$\sigma_r=500 - 650 \text{ MPa}$	
$\sigma_c=355 \text{ MPa}$	$\sigma_c=345 \text{ MPa}$	$\sigma_c=360 \text{ MPa}$	$\sigma_c=300 \text{ MPa}$

Se vor admite ca rezistențe admisibile valorile din **tabelul 4.3**:

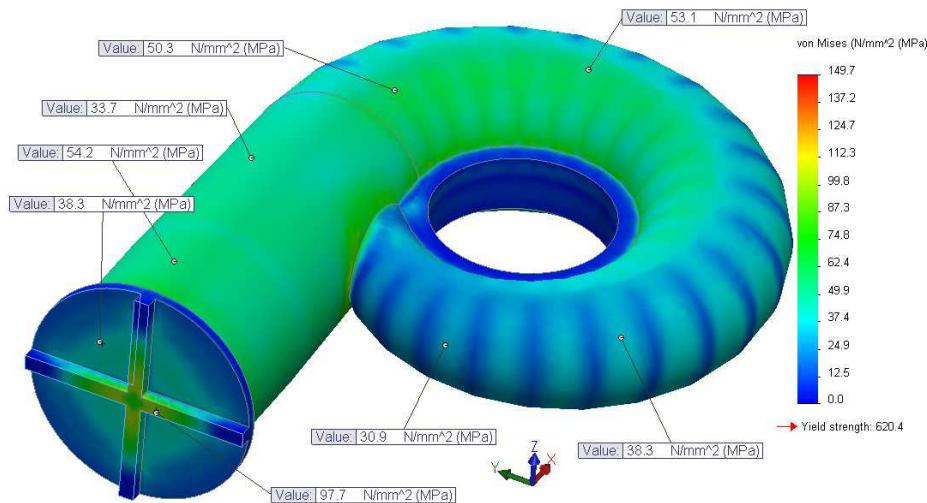
Rezistențe admisibile materiale pentru virole și stator varianta 1

Tabel 4.3

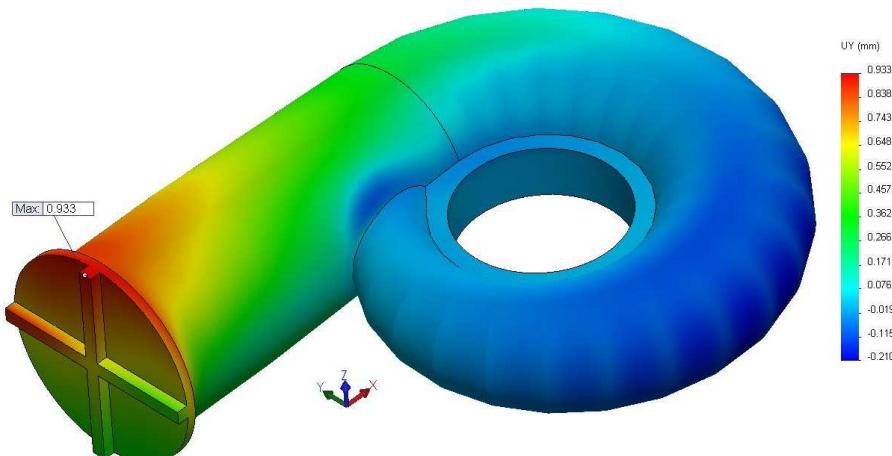
Caz de analiză	Virole	Stator
Cazul 1 corespunde presiunii interioare pentru lovitura de berbec $p_{LB}=1300000 \text{ N/m}^2$ $\sigma_a = 0,44 \sigma_c$	$\sigma_a = 0,44 \times 345 = 151,8 \text{ MPa}$	$\sigma_a = 0,44 \times 360 = 158,4 \text{ MPa}$
Cazul 2 pentru presiunea de probă $p_{PP}=1950000 \text{ N/m}^2$ $\sigma_a = 0,66 \sigma_c$	$\sigma_a = 0,66 \times 345 = 227,7 \text{ MPa}$	$\sigma_a = 0,66 \times 360 = 237,6 \text{ MPa}$

Rezultate obținute pentru cazul 1 (presiunea de 1300000 N/m^2) sunt centralizate valoric în **tabelul 4.4** și prezentate grafic în **figurile 4.8 ÷ 4.10**

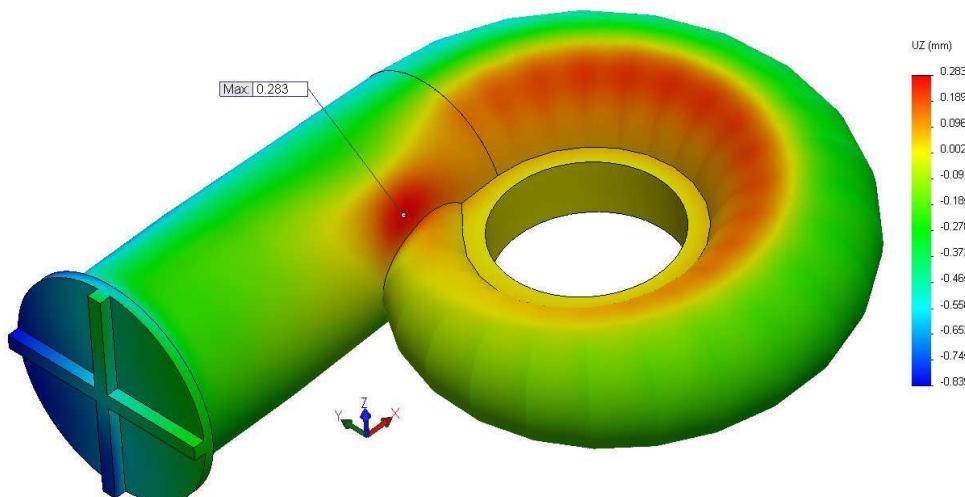
Rezultate obținute pentru cazul 2 (presiunea de 1950000 N/m^2) sunt centralizate valoric în **tabelul 4.4** și prezentate grafic în **figurile 4.11 ÷ 4.13**.



*Fig. 4.8
Distribuție tensiune Von
Mises pentru cameră
spirală și stator
varianta 1 caz 1.
 $\sigma_{VM\ max}=149,7$ MPa*



*Fig. 4.9
Distribuție alungire pe
direcția Y pentru cameră
spirală și stator
varianta 1 caz 1.
 $UY_{max}=0,933$ mm*



*Fig. 4.10
Distribuție alungire pe
direcția Z pentru cameră
spirală și stator
varianta 1 caz 1.
 $UY_{max}=0,283$ mm*

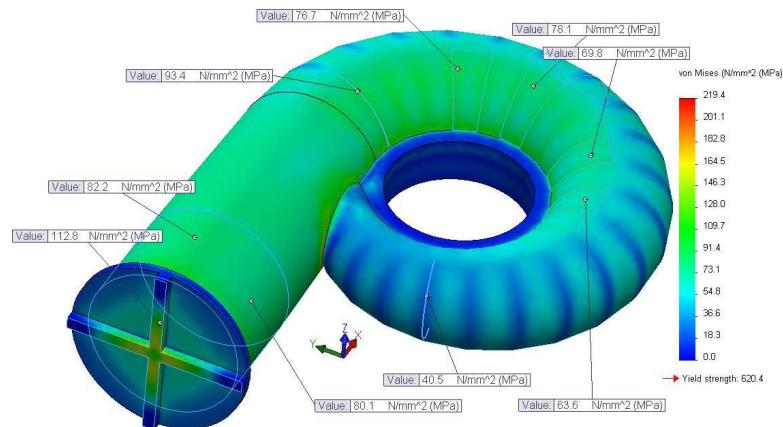


Fig. 4.11

*Distribuție tensiune Von Mises
pentru cameră spirală și stator
varianta 1 caz 2.*

$$\sigma_{VM \max} = 219,4 \text{ MPa}$$

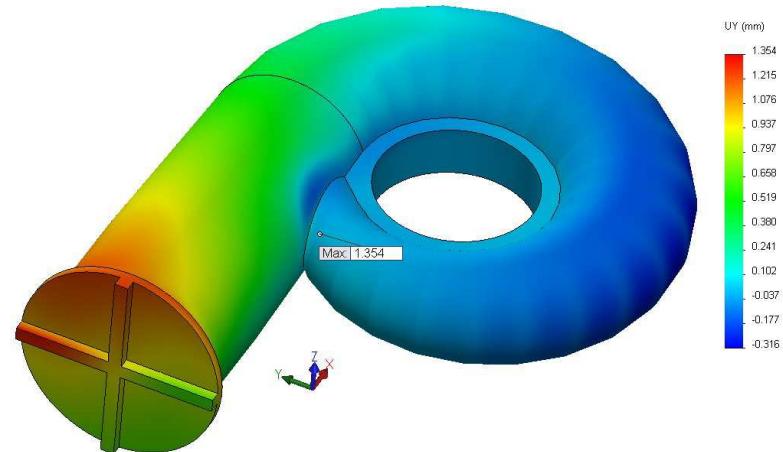


Fig. 4.12

*Distribuție alungire pe direcția
Y pentru cameră spirală și
stator varianta 1 caz 2.*

$$UY_{\max} = 1,354 \text{ mm}$$

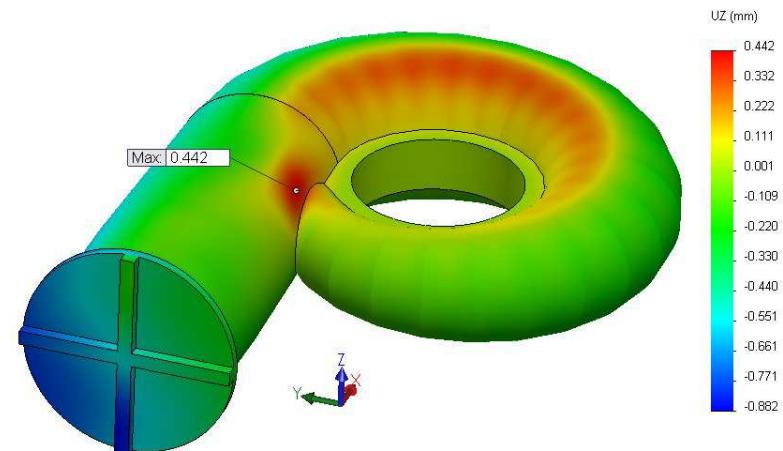


Fig. 4.13

*Distribuție alungire pe direcția
Z pentru cameră spirală și
stator varianta 1 caz 2.*

$$UZ_{\max} = 0,442 \text{ mm}$$

Centralizator rezultate cameră spirală și stator varianta 1 Tabel 4.4

Caz de analiză	U/M	Cazul 1	Cazul 2
Presiune	N/m ²	p _{LB} =1300000	p _{PP} = 1950000
Tensiune admisibilă virole	MPa	151,8	227,7
Tensiune admisibilă stator	MPa	158,4	237,6
Tensiune Von Mises rezultată din simulare SSW	MPa	149,7	219,4
Alungire pe direcția Y	mm	0,933	1,354
Alungire pe direcția Z	mm	0,283	0,442

Din **tabelul 4.4** rezultă faptul că, pentru ambele cazuri de încărcare, tensiunea maximă este inferioară rezistenței admisibile.

4.5 Analiza statică lineară a CS+ST varianta 2

Mărimele caracteristice camerei spirale și statorului varianta 2 sunt prezentate în **figurile 4.14 ÷ 4.16**:

- diametru de intrare 1500 mm;
- distanța de la secțiunea de intrare la secțiunea primei virole 2950 mm;
- număr virole 24 buc (fără virolă de intrare);
- unghiurile de dispunere a virolelor 15 grade;
- grosimea virolelor cuprinsă între 25 mm ÷ 10 mm;
- statorul are 10 coloane statorice, de lungime 488 mm;
- înălțimea coloanelor statorice variabilă între 165 ... 294 mm;
- grosimea maximală a coloanelor statorice ~ 108 mm;
- înălțime inel superior stator 267.5 mm;
- înălțime inel inferior stator 237.5 mm;
- 12 nervuri interioare inel inferior / superior de grosime 20 mm;
- înălțime totală stator 670 mm.

Simularea numerică are ca obiectiv studiul structural al camerei spirale și a statorului și optimizarea acestei structuri din punct de vedere al rezistenței. Calculele au fost efectuate cu următoarele două programe de analiză cu element finit:

- modulul de analiza Stress Analysis din programul Autodesk Inventor, abreviat prin SAAI;
- programul de analiză cu element finit Cosmos, abreviat prin CDS.

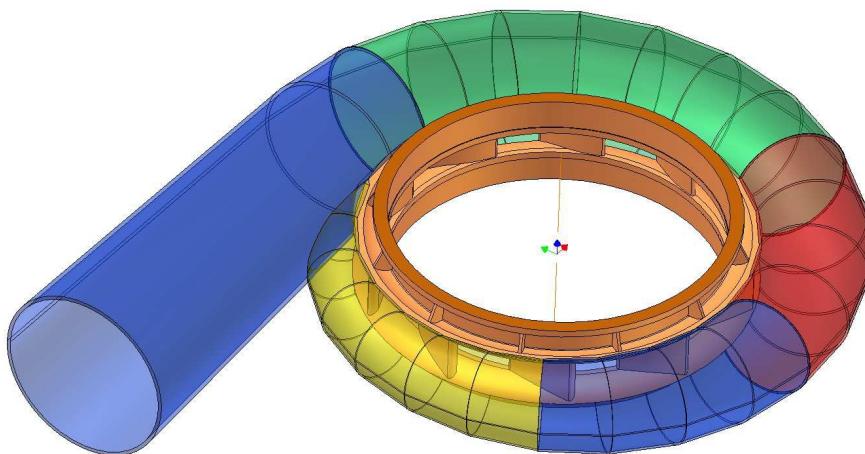


Fig. 4.14 Geometrie
cameră spirală și stator
varianta 2

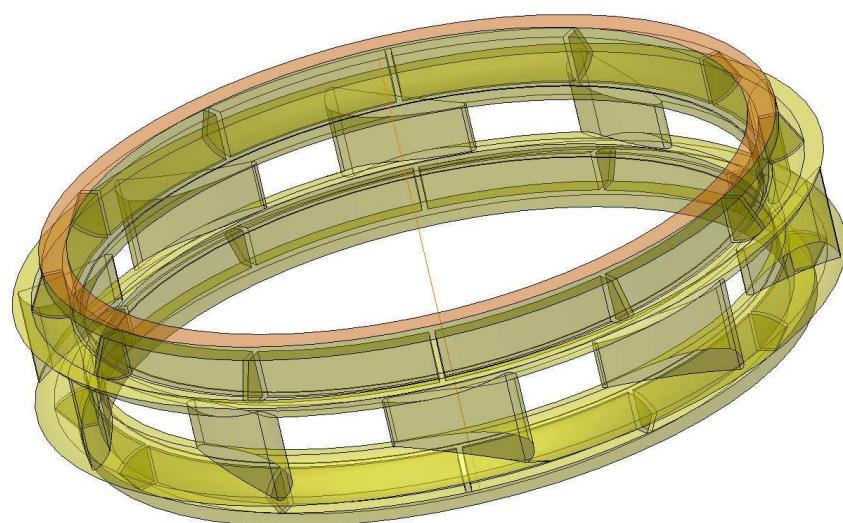


Fig. 4.15 Geometria 3D a
statorului varianta 2 –
reprezentare shade

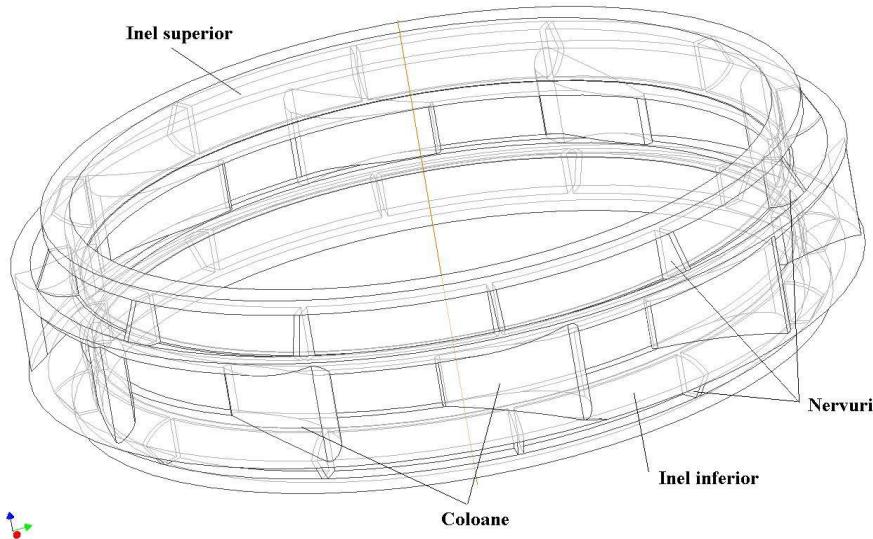
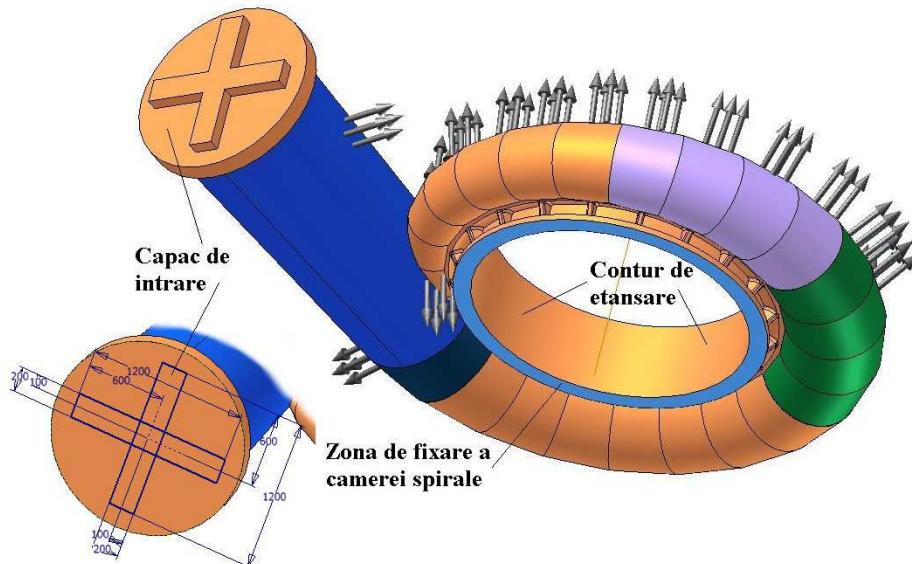


Fig. 4.16 Geometria 3D a
statorului varianta 2 –
reprezentare wireframe

Analiza camerei spirale se va realiza pentru situația verificării acesteia prin proba de presiune, ceea ce se concretizează prin următoarele condiții, **figurile 4.17 ÷ 4.18**:

- camera spirală va fi fixată pe suprafața inferioară a inelului inferior a statorului; în această zonă se vor aplica restrângerile de tip *Fixed*, care impune valoarea 0 a translațiilor și rotațiilor pentru zona selectată.
- intrarea în camera spirală va fi obturată cu un capac de intrare, de diametru 1500 mm și grosime 100 mm, întărit cu o cruce de dimensiuni 1200x200x50 mm;
- ieșirea din stator va fi obturată cu un contur de etansare de diametru interior $\Phi 1105$, înălțime 670 și grosime 50 mm;



*Fig. 4.17 Fixarea camerei spirale și a statorului varianta 2
(modulul Stress Analysis din programul Autodesk Inventor - SAAI)*

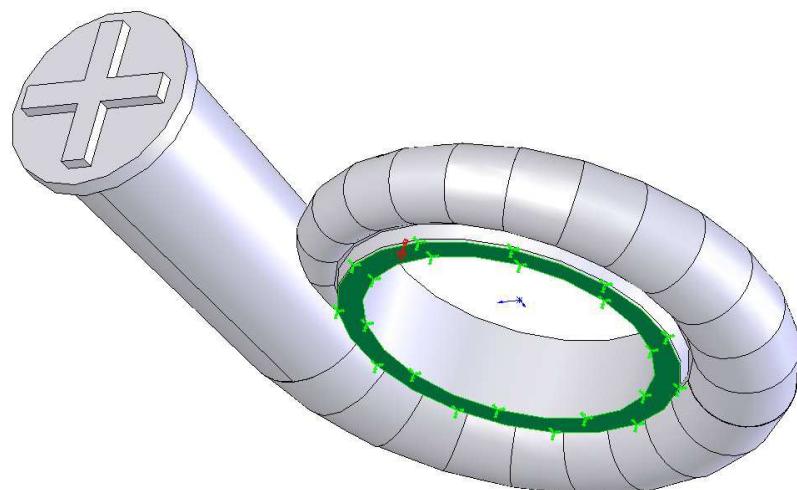
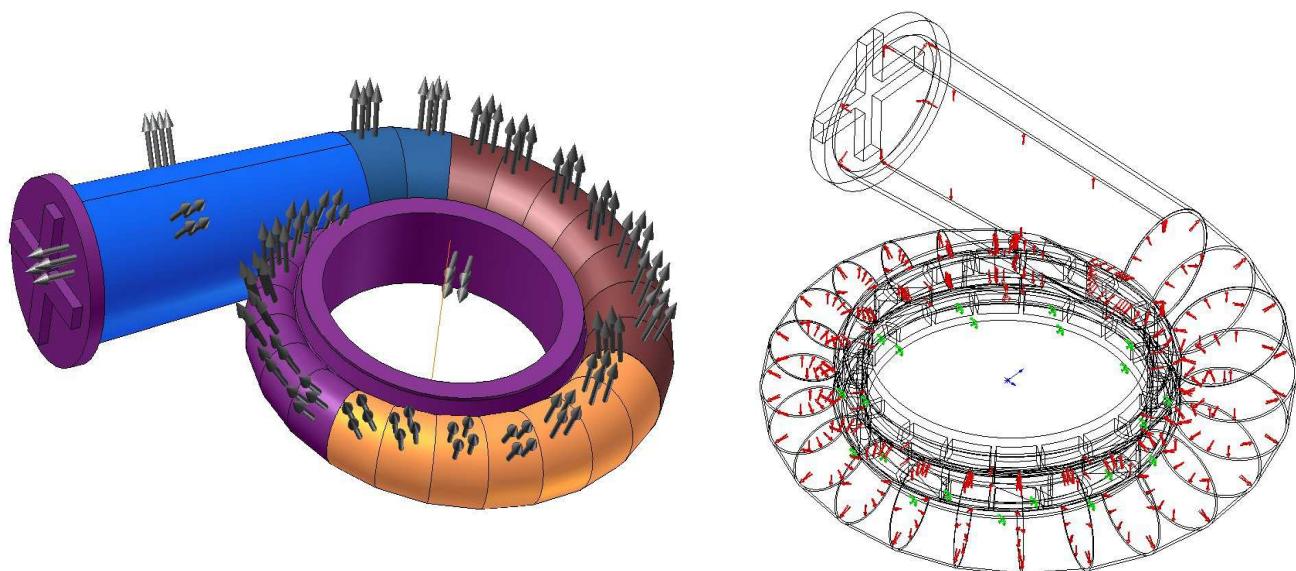


Fig. 4.18 Fixarea camerei spirale și a statorului varianta 2 (programul Cosmos Design Star - CDS)

Camera spirală va fi supusă unei presiuni interioare corespunzătoare loviturii de berbec $p_{LB}=3730000 \text{ N/m}^2$ și va fi verificată la presiunea de probă $p_{PP}=5600000 \text{ N/m}^2$. Încărcarea luată în considerare pentru calculul de rezistență va fi presiunea interioară a apei, pentru cele două valori specificate anterior. În consecință, presiunea se va aplica pe toate zonele udate interior ale camerei spirale, adică pe interiorul tubulaturii camerei spirale respectiv pe interiorul capacului de intrare și a conturului de etanșare, **figura 4.19**. De asemenea, ca și încărcare, se va aplica și greutatea proprie a ansamblului cameră spirală & stator, aplicată de către program, în centrul de greutate al acestuia.

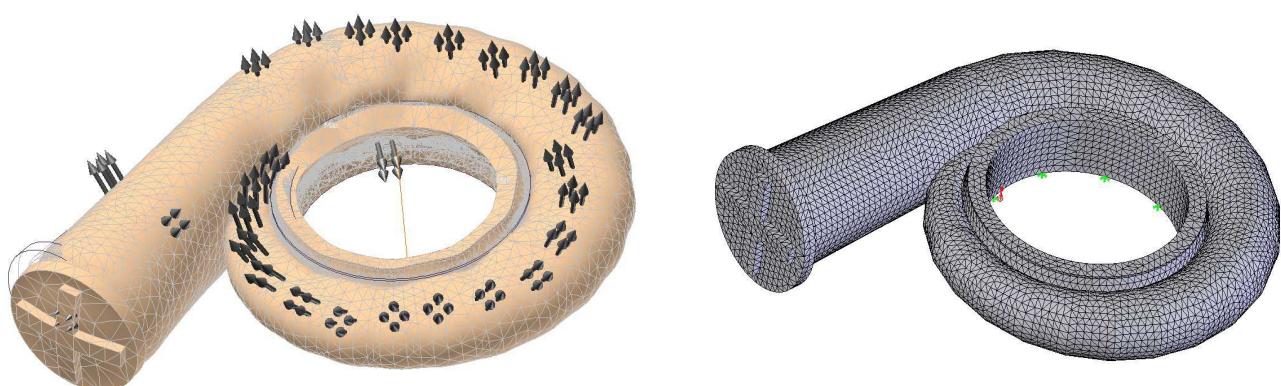


*Modulul Stress Analysis din programul
Autodesk Inventor - SAAI*

Programul Cosmos Design Star - CDS

Fig. 4.19 Încărcarea camerei spirale și a statorului varianta 2

Discretizarea geometriei camerei spirale și a statorului varianta 2 este prezentată în **figura 4.20**.



*Modulul Stress Analysis din programul
Autodesk Inventor - SAAI*

Programul Cosmos Design Star - CDS

Fig. 4.20 Discretizarea camerei spirale și a statorului varianta 2

În cadrul prezentei cercetări s-au efectuat mai multe variante de analize pe geometria inițială, geometrie pentru care s-au obținut tensiuni foarte mari pentru ambele cazuri de încărcare. Pentru reducerea acestor tensiuni s-au realizat modificări geometrice și constructive în geometria camerei spirale și a statorului. Deoarece volumul acestor analize este foarte mare, vor fi prezentate numai rezultatele finale, precum și modificările aplicate geometriei camerei spirale și a statorului pentru rigidizarea structurii, care au condus la reducerea tensiunilor. Modificările față de proiectul inițial au constat în următoarele:

- modificarea grosimii virolelor;
- modificarea geometriei statorului;
- modificarea grosimii și numărului nervurilor;
- modificarea închiderii camerei spirale;
- racordarea bordului de atac a coloanelor statorice cu inelul superior/inferior al statorului.

Modificarea virolelor nu a vizat geoametria acestora, ci numai a grosimii lor, conform **figurii 4.21**. Pentru virola de intrare conică în camera spirală, care avea inițial grosimea de 25 mm, s-a modificat la grosimea de 30 mm. Repartiția grosimilor pentru restul de virole este următoarea : 2 virole cu grosimea de 25 mm, 7 virole cu grosimea de 20 mm, 7 virole cu grosimea de 16 mm, 7 virole cu grosimea de 12 mm.

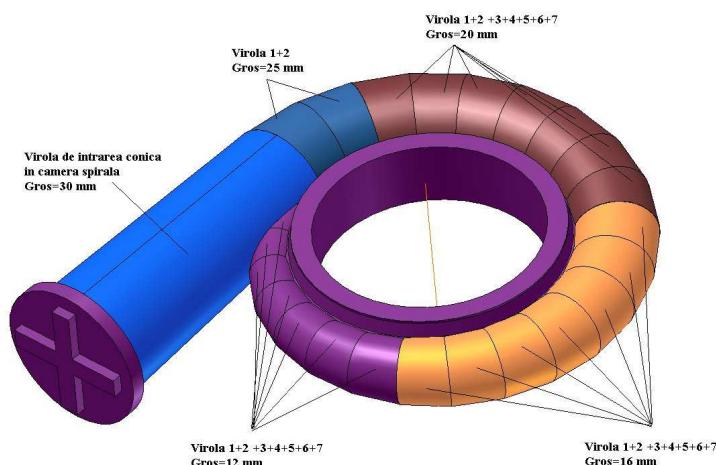


Fig. 4.21 Redefinirea grosimii virolelor camerei spirale varianta 2

Geometria inițială a statorului este prezentată în **figura 4.22**. Geometria statorului s-a modificat conform **figura 4.23**, conservându-se diametrele caracteristice. Modificările au constat în:

- adăugarea unui perete lateral de grosime 40 mm, care va contribui la rigidizarea statorului, prin formarea unui contur închis;
- grosimea peretelui vertical s-a mărit de la 25 la 40 mm;
- suprafața verticală de înălțime 50 mm s-a redus la 25 mm;
- lungimea suprafeței orizontale dintre curbura cu raza 221 mm și peretele înclinat 40 mm.

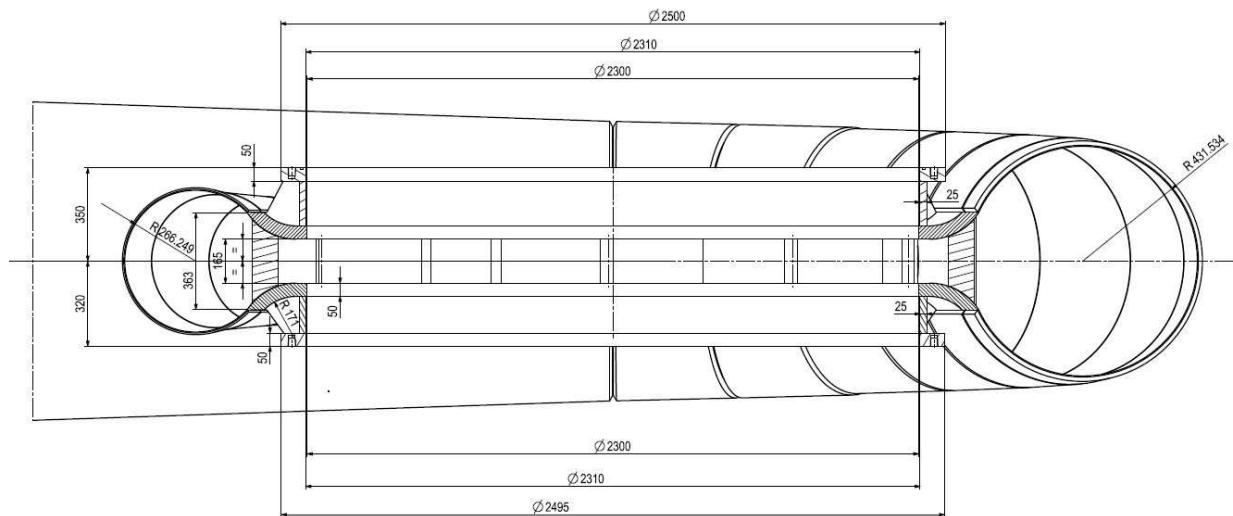


Fig. 4.22 Geometria inițială a statorului varianta 2

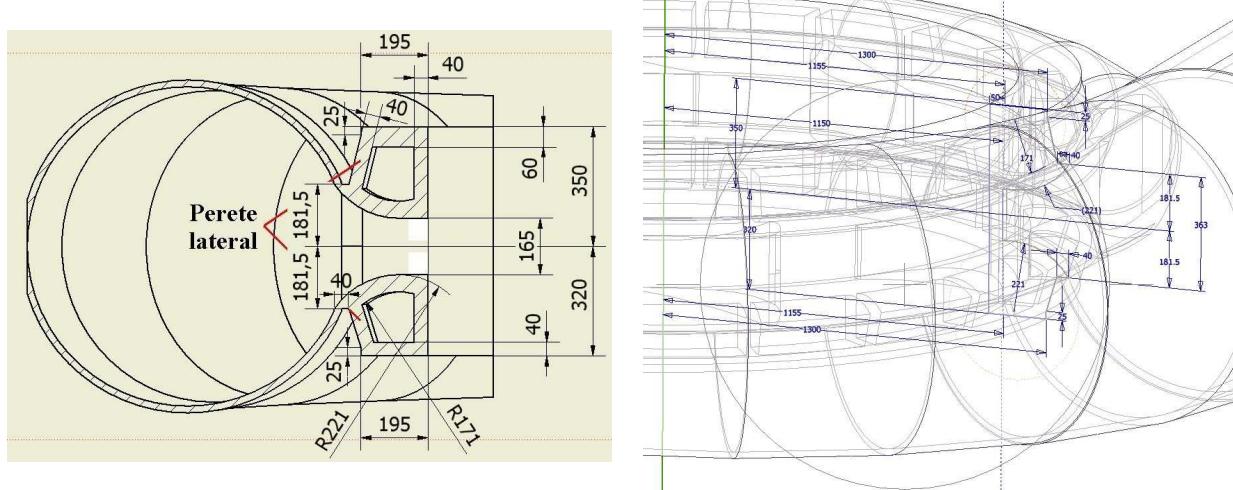


Fig. 4.23 Redefinirea geometriei statorului varianta 2

În proiectul inițial s-au prevăzut 10 nervuri de grosime 20 mm. Modificarea a constat în mărirea numărului de nervuri la 20 și a grosimii la 40 mm, dispuse simetric, figura 4.24.

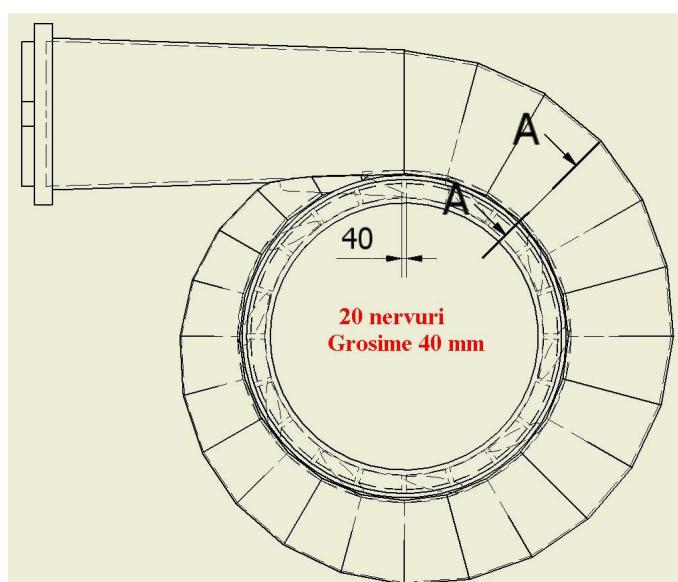


Fig. 4.24 Modificarea grosimii și numărului nervurilor

Închiderea camerei spirale s-a modificat conform [figurii 4.25](#) și se va umple cu sudură, [figura 4.26](#). Tăierea conului de intrare se va face la distanța de 345 mm, față de secț I, cu R=500 mm, [figura 4.27](#). Închiderea se va încadra pe bordul de fugă al profilului original.

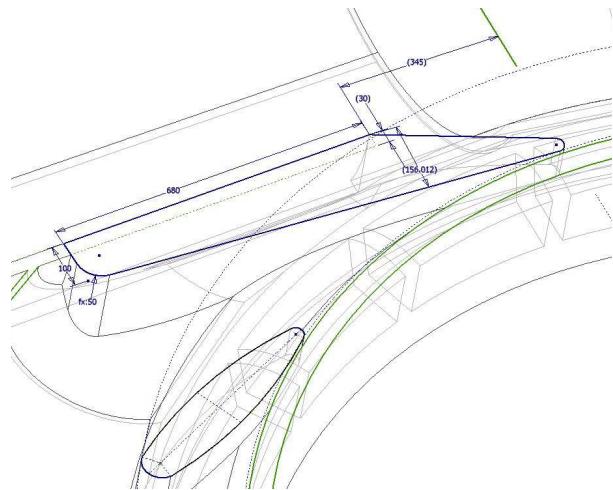
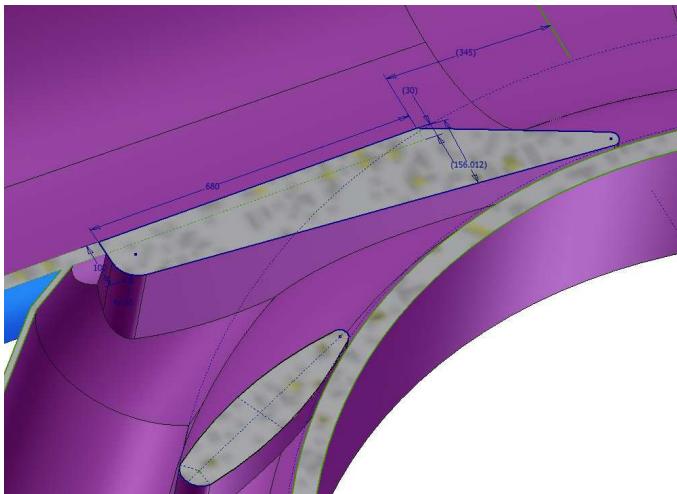


Fig. 4.25 Modificarea închiderii camerei spirale

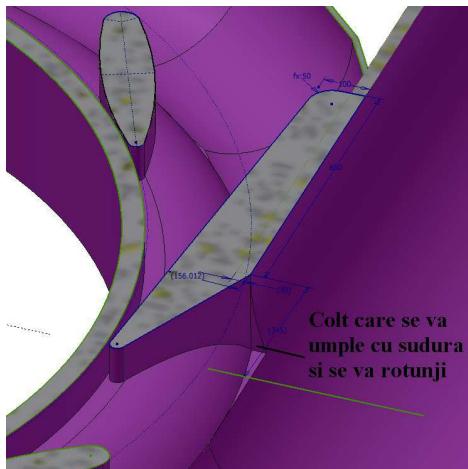


Fig. 4.26 Închidere camera spirala varianta 2 – umplere colț cu sudură

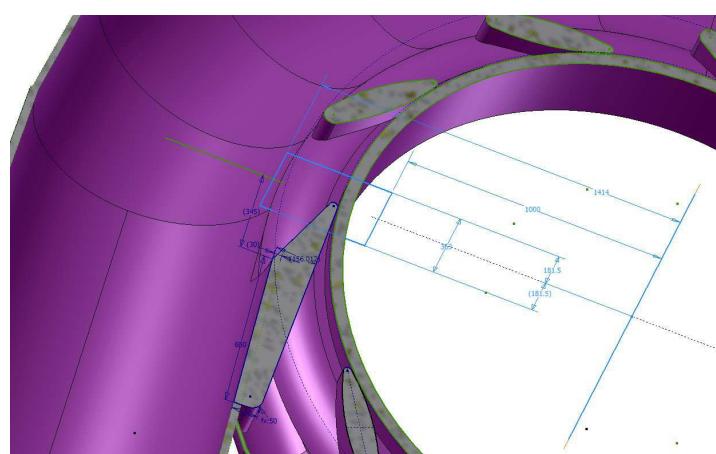


Fig. 4.27 Tăierea conului de intrare la distanța de 345 mm față de sect. I

Figurile 4.28 și 4.29 prezintă secțiunea cu planul XY respectiv YZ prin camera spirală și stator varianta 2.

Rezultatele finale ale simulărilor pe geometria modificată sunt centralizate valoric în [tabelul 4.5](#) și prezentate grafic în [figurile 4.30 ÷ 4.32](#) pentru cazul 1 respectiv în [figurile 4.33 ÷ 4.35](#) pentru cazul 2. Se observă valorile apropiate ale tensiunii și deplasării, precum și localizarea identică a maximelor, pentru ambele programe cu care s-au efectuat calculele.

Figurile 4.32 și 4.35 prezintă poziția tensiunii maxime pentru cele 2 cazuri de încărcare analizate, corespunzătoare tensiunilor admisibile definite în [tabelul 4.3](#).

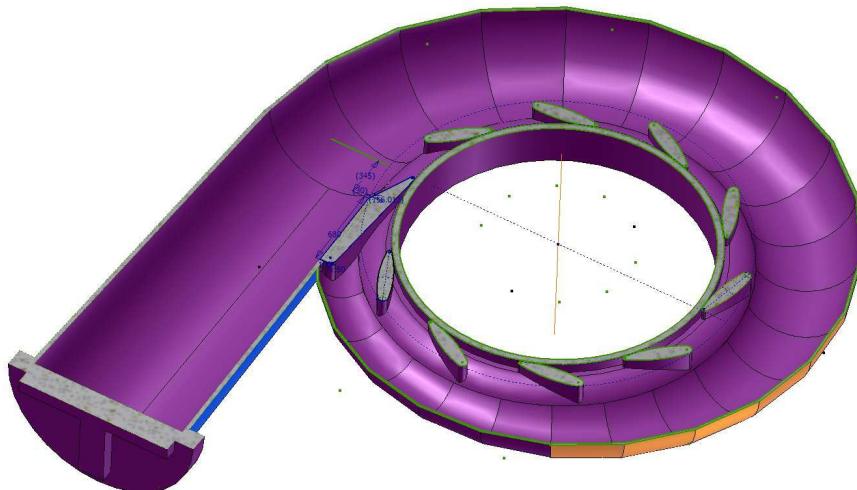


Fig. 4.28 Secțiune plan XY prin camera spirală și stator varianta 2

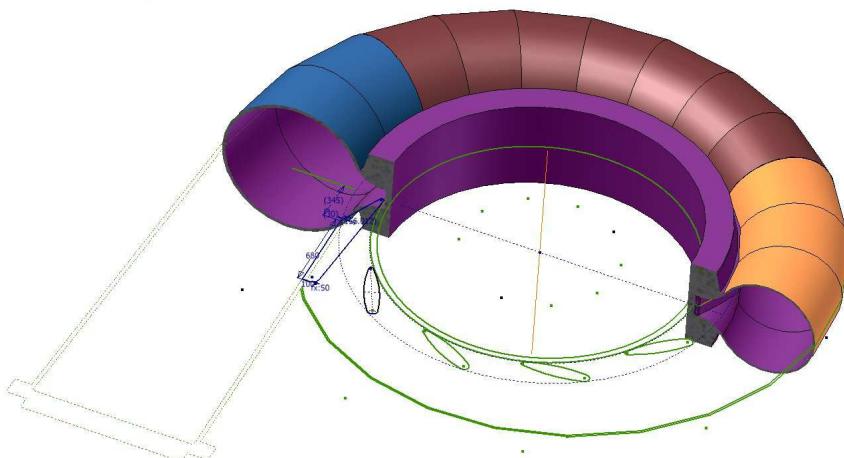


Fig. 4.29 Secțiune plan YZ prin camera spirală și stator varianta 2

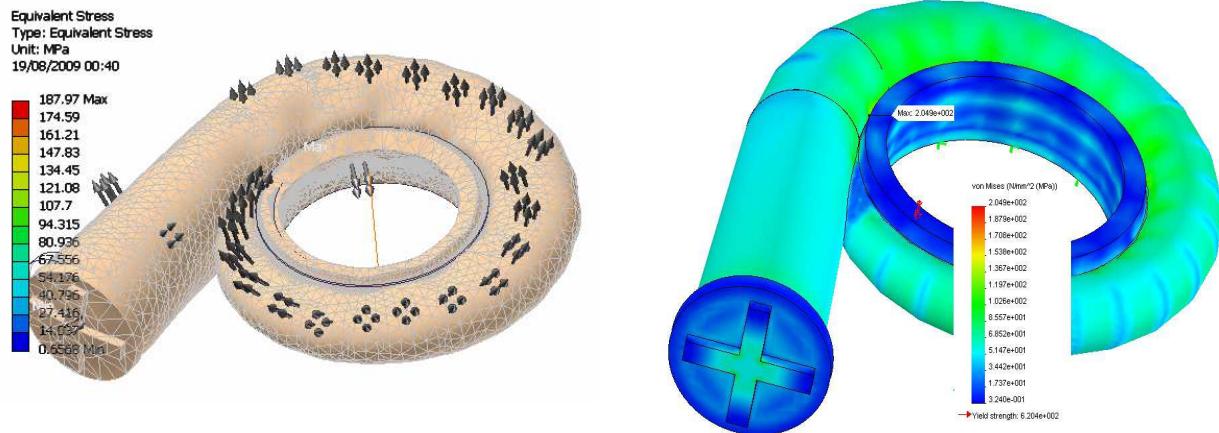
Astfel, figura 4.32 prezintă, pentru cazul 1 de încărcare - $p_{LB}=3730000 \text{ N/m}^2$, zona din piesa unde există tensiune mai mare decât cea admisibilă $\sigma_a = 0,44 * 345 = 151,8 \text{ MPa}$, definită în tabelul 4.3. Figura 4.35 prezintă, pentru cazul 2 de încărcare - $p_{PP}=5.600.000 \text{ N/m}^2$, zona din piesa unde există tensiune mai mare decât cea admisibilă $\sigma_a = 0,66 * 345 = 227,7 \text{ MPa}$, definită în tabelul 4.3.

În ambele cazuri se observă că zona sensibilă este redusă la o regiune foarte mică, punctuală, localizată la intrarea superioară pe bordul de atac al coloanei stator (prima înainte de coloana de închidere) și reprezintă un concentrator local. În restul camerei spirale și statorului nu există tensiuni mai mari decât cea admisibilă.

Centralizator rezultate cameră spirală și stator varianta 2

Tabel 4.5

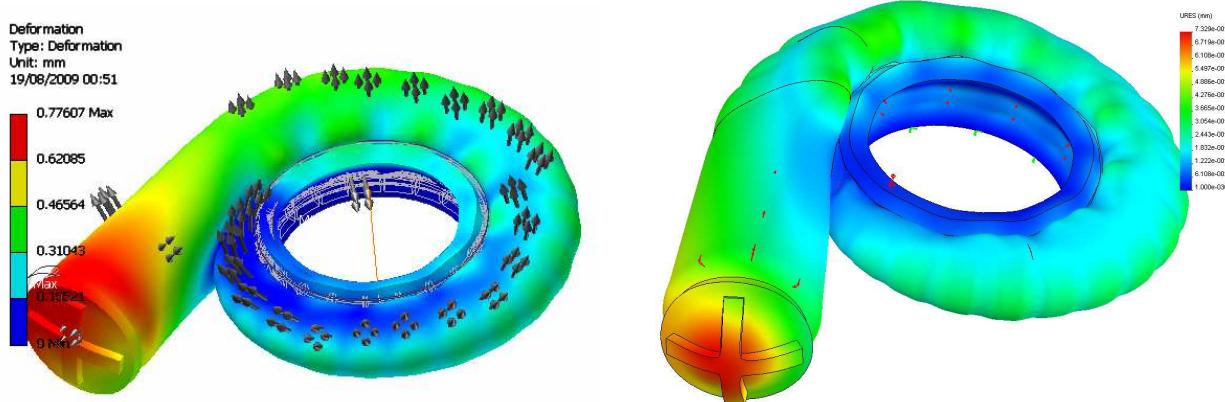
Caz de încărcare	Presiune N/m ²	Tensiune Von Mises [MPa]		Alungire maximă [mm]	
		Modulul Stress Analysis - SAAI	Programul Cosmos Design Star - CDS	Modulul Stress Analysis - SAAI	Programul Cosmos Design Star - CDS
1	3730000	187.97	204.9	0.776	0.7329
2	5600000	283.53	305.8	1.0454	1.000



*Tensiune Von Mises maximă = 187.97 MPa Modulul
Stress Analysis din Autodesk Inventor – SAAI*

Fig. 4.30 Distribuție tensiune Von Mises – caz 1 - $p_{LB}=3730000 \text{ N/m}^2$ cameră spirală și stator varianta 2

*Tensiune Von Mises maximă = 204.9 MPa
Programul Cosmos Design Star – CDS*



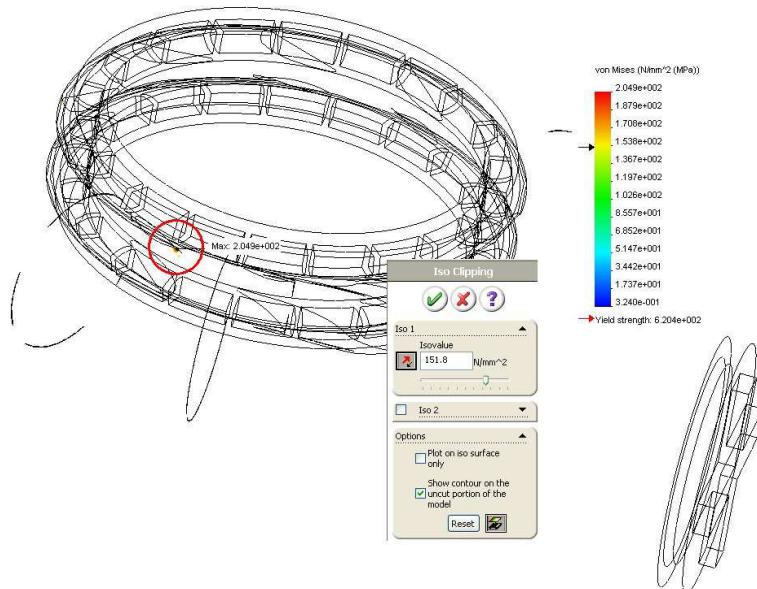
Alungire maximă = 0.776 mm

Modulul Stress Analysis din Autodesk Inventor – SAAI

Fig. 4.31 Distribuție alungiri – caz 1 - $p_{LB}=3730000 \text{ N/m}^2$ cameră spirală și stator varianta 2

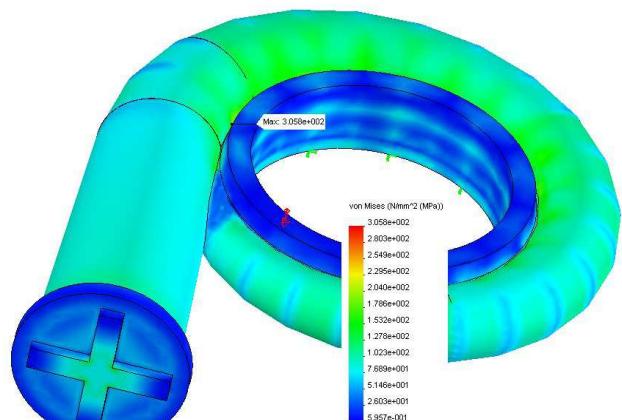
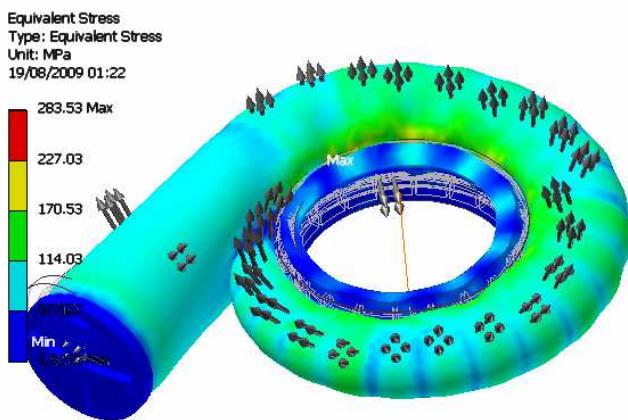
Alungire maximă = 0.7329 mm

Programul Cosmos Design Star – CDS

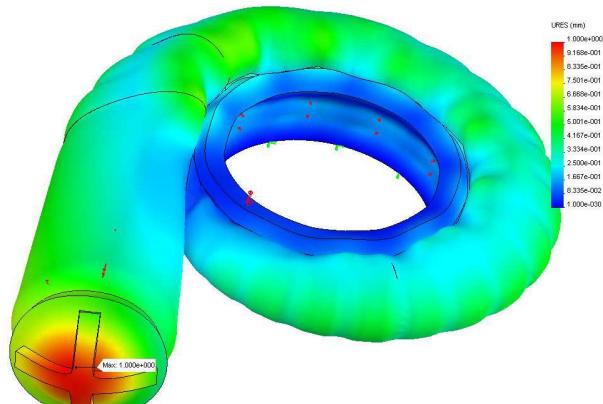
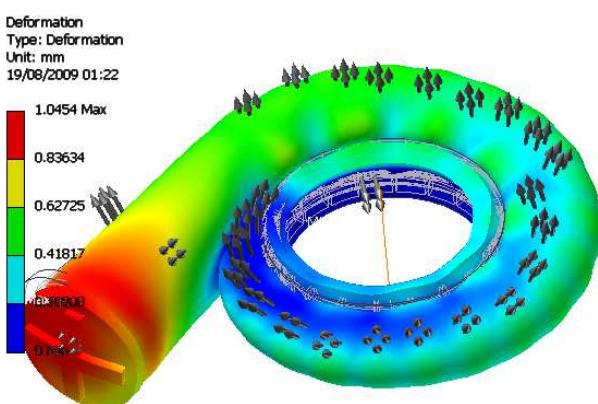


*Fig. 4.32 Poziția tensiunii Von
Mises maxime = 204.9 MPa*

*Programul Cosmos Design Star –
CDS – caz 1 - $p_{LB}=3730000 \text{ N/m}^2$
cameră spirală și stator varianta 2*



Tensiune Von Mises maximă = 283.53 MPa
Modulul Stress Analysis din Autodesk Inventor – SAAI
Fig. 4.33 Distribuție tensiune Von Mises – caz 2 - $p_{PP}=5600000 \text{ N/m}^2$ cameră spirală și stator varianta 2



Alungire maximă = 1.0454 mm
Modulul Stress Analysis din Autodesk Inventor – SAAI
Fig. 4.34 Distribuție alungiri – caz 2 - $p_{PP}=5600000 \text{ N/m}^2$ cameră spirală și stator varianta 2

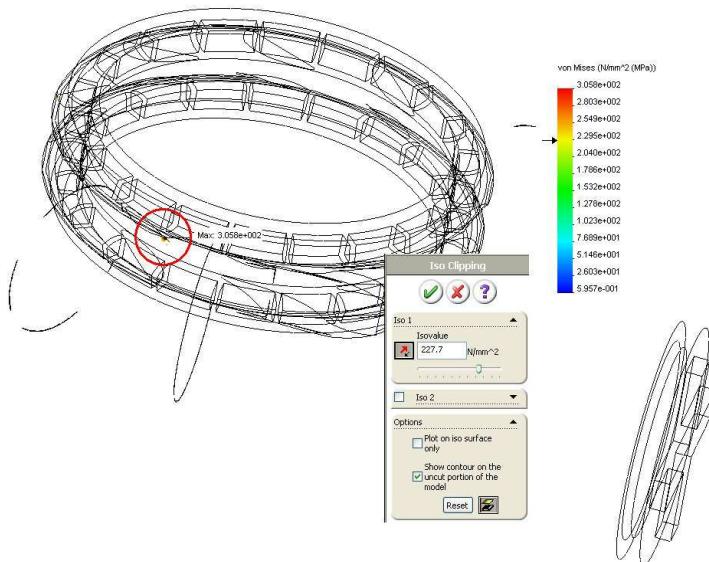


Fig. 4.35 Poziția tensiunii Von Mises
maxime = 305.8 MPa
Programul Cosmos Design Star – CDS –
caz 2 - $p_{PP}=5600000 \text{ N/m}^2$
cameră spirală și stator varianta 2

Deoarece concentratorul de tensiune apare la porțiunea de racordare a bordului de atac a coloanelor statorice cu inelul superior / inferior al statorului (figura 4.32, 4.35), în aceste două zone – pentru toate coloanele statorice - se vor realiza racordări, cu raze preseritte de proiectant, figura 4.36.

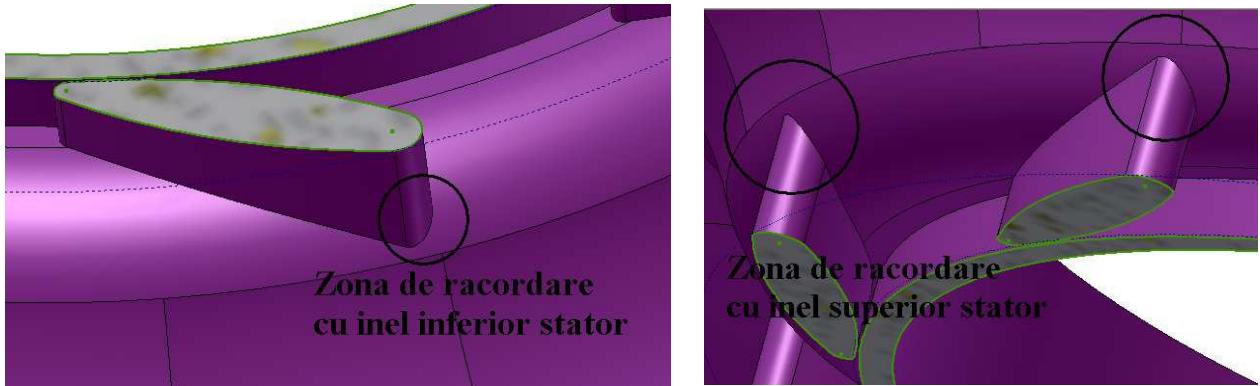


Fig. 4.36 Zone de racordare coloana cu inel superior / inferior stator

Simularea numerică a camerei spirale și statorului varianta 2 a urmărit reducerea tensiunilor prin modificari geometrice și constructive în geometria inițială a camerei spirale și a statorului; aceste modificări au rezultat în urma unor numeroase variante analizate și prin modificarea succesivă a caracteristicilor constructive și geometrice ale camerei spirale și statorului, urmărindu-se reducerea tensiunilor maximale. În condițiile realizării acestor modificări, maximele de tensiune sunt inferioare tensiunii admisibile, în toată zona camerei spirale și a statorului, exceptând zona bordului de atac a profilelor coloanelor statorice, la întâlnirea cu inelul superior al statorului, unde se obține un concentrator, care se poate elimina printr-o rază de racordare, a cărei valoare se va impune de către proiectant.

4.6 Analiza statică lineară a CS+ST varianta 3

Din punct de vedere geometric, camera spirală și statorul sunt caracterizate de următoarele mărimi, figura 4.37 respectiv 4.38:

- diametru de intrare 2400 mm;
- distanța de la secțiunea de intrare la secțiunea primei virole 2500 mm;
- număr virole 15 buc (fără virola de intrare);
- unghiiurile de dispunere a virolelor 22.5 grade;
- grosimea virolelor 14 mm (virola de intrare, 1, 2, 3), 12 mm (4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11), 10 mm (12, 13, 14, 15);
- statorul are 16 coloane statorice, cu profil definit punctual prin coordonate;

- înălțimea coloanelor statorice 598 mm;
- lungimea coloanelor statorice: în varianta inițială 354,1 mm, în varianta redusă 332,4 mm; analiza s-a efectuat numai pentru varianta redusă a coloanelor statorice;
- grosimea maximală a coloanelor statorice ~ 55 mm;
- înălțime inel superior stator 206 mm;
- înălțime inel inferior stator 601 mm;
- inelele statorice sunt formate din table sudate;
- grosime table inel superior 50, 40, 25, 15 mm;
- grosime table inel inferior 60, 50, 40, 25, 15 mm;
- 8 nervuri interioare inel inferior / superior de grosime 15 mm;
- înălțime totală stator 1405 mm.

Simularea numerică a avut ca obiectiv cuantificarea reducerii lungimii coloanelor statorice din punct de vedere al rezistenței. În acest scop calculele s-au efectuat direct pentru varianta lungimii reduse a coloanelor, pentru a determina tensiunea realizată efectiv în coloanele statorice comparativ cu valorile tensiunii admisibile.

Calculele s-au efectuat pentru 2 valori ale presiunii interne: cazul 1 - presiunea nominală $p=650000 \text{ N/m}^2$ respectiv cazul 2 - presiunea de probă $p = 1000000 \text{ N/m}^2$.

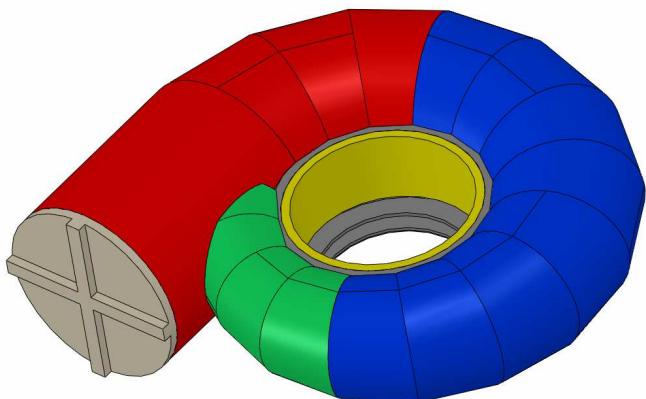


Fig. 4.37 Geometria 3D a camerei spirale varianta 3



Fig. 4.38 Geometria 3D a statorului varianta 3 – reprezentare shade

Analiza camerei spirale se va realiza pentru cazul verificării acesteia prin proba de presiune, ceea ce se concretizează prin următoarele condiții:

- intrarea în camera spirală va fi obturată cu un capac de grosime 120 mm, **figura 4.37**;
- ieșirea din stator va fi obturată cu un contur de etanșare, de grosime 110 mm, **figura 4.37**;

- camera spirală va fi fixată pe suprafața inferioară a statorului, **figura 4.39**;
- intrarea se va prelungi pe distanță de 2600 mm, deci cu un tronson suplimentar de 100 mm, pe diametru interior 2400 mm.

Încărcarea luată în considerare pentru calculul de rezistență a fost presiunea interioară apei, pentru cele două valori specificate anterior. În consecință, presiunea se va aplica pe toate zonele udate interior ale camerei spirale:

- pe interiorul tubulaturilor camerei spirale, **figura 4.40**
- pe interiorul capacului, a contur de etanșare, **figura 4.41**
- pe extradosul, intradosul și bordul de atac al coloanelor statorice, **figura 4.42**

Greutatea proprie a ansamblului cameră spirală & stator, aplicată de către program, în centrul de greutate al acestuia, **figura 4.41**.

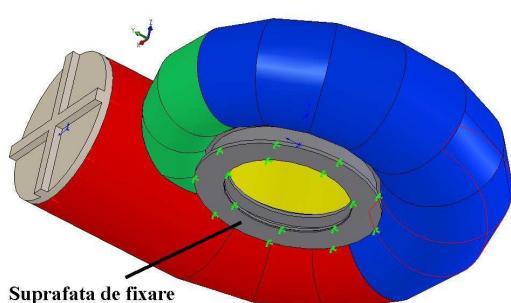


Fig. 4.39 Fixarea camerei spirale și a statorului varianta 3

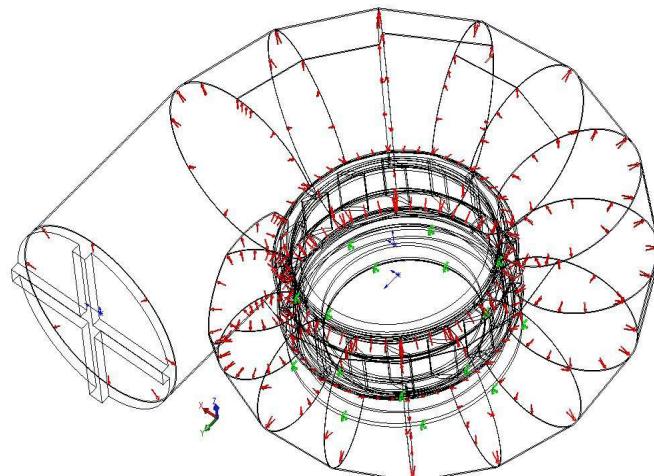


Fig. 4.40 Presiunea interioară aplicată asupra interiorului tubulaturilor camerei spirale

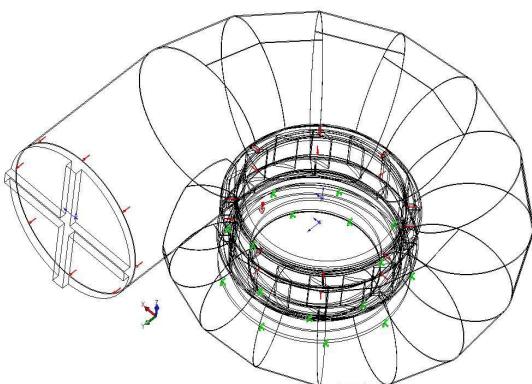


Fig. 4.41 Presiunea interioară aplicată asupra interiorului capacului și a conturului de etanșare

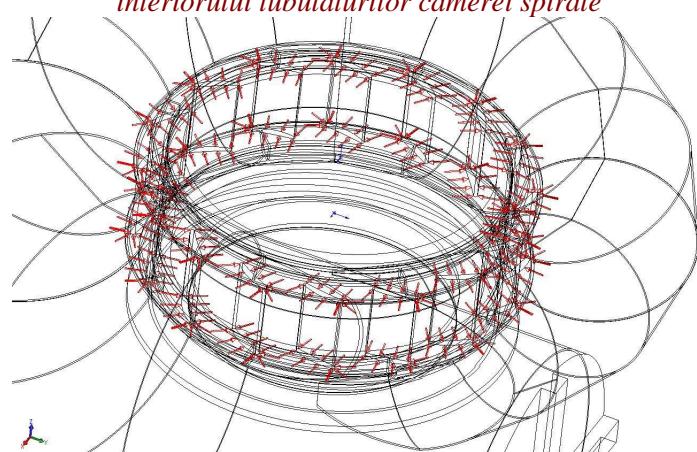


Fig. 4.42 Presiunea interioară aplicată pe extradosul, intradosul și bordul de atac al coloanelor statorice

Discretizarea geometriei camerei spirale și a statorului este prezentată în **figurile 4.43÷ 4.46**

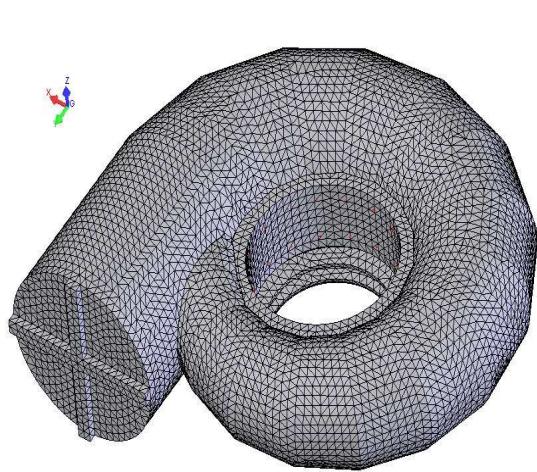


Fig. 4.43 Discretizarea geometriei ansamblului camera spirala & stator varianta 3

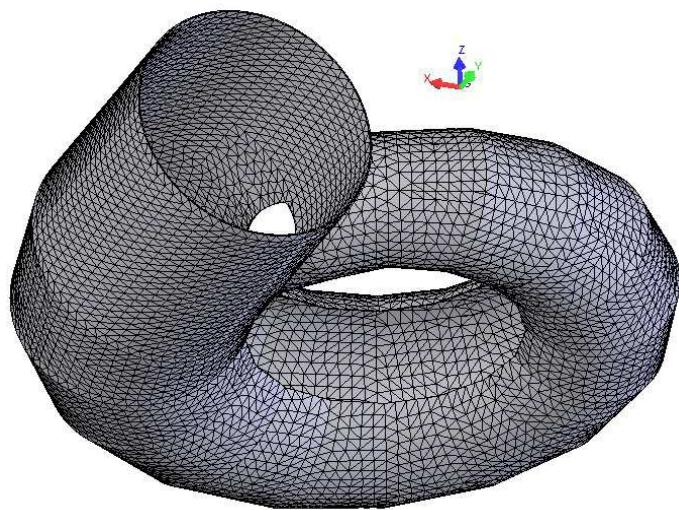


Fig. 4.44 Discretizarea geometriei camerei spirale varianta 3

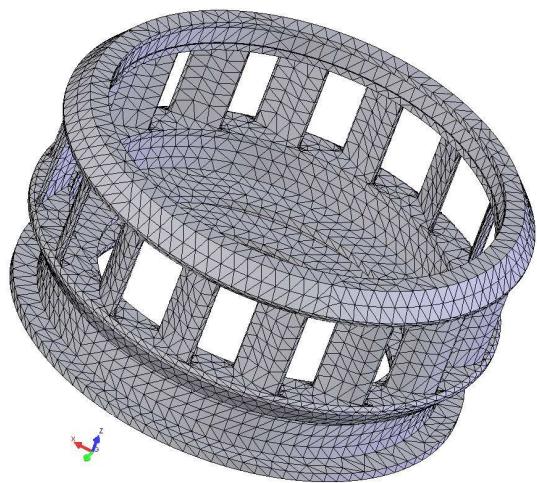


Fig. 4.45 Discretizarea geometriei statorului varianta 3

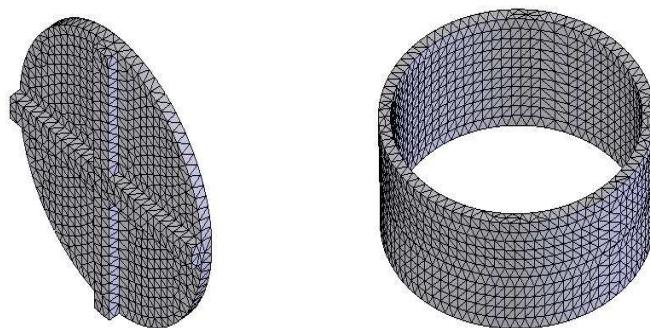


Fig. 4.46 Discretizarea geometriei capacului & conturului de etanșare

Caracteristicile materialelor impuse de către proiectant pentru virole și stator sunt prezentate în **tabelul 4.2**

Caracteristici materiale pentru virole și stator varianta 3

Tabel 4.6

Virole	Stator inele	Stator coloana
$\sigma_r=390 \text{ MPa}$	$S=15 \text{ mm} \quad \sigma_r=340 \div 470 \text{ MPa} \quad \sigma_c=235 \text{ MPa}$	$\sigma_r=620 \text{ MPa}$
$\sigma_c=275 \text{ MPa}$	$S=25 \text{ mm} \quad \sigma_r=340 \div 470 \text{ MPa} \quad \sigma_c=225 \text{ MPa}$	$\sigma_c=450 \text{ MPa}$
	$S=40 \text{ mm} \quad \sigma_r=340 \div 470 \text{ MPa} \quad \sigma_c=225 \text{ MPa}$	
	$S=70 \text{ mm} \quad \sigma_r=340 \div 470 \text{ MPa} \quad \sigma_c=215 \text{ MPa}$	

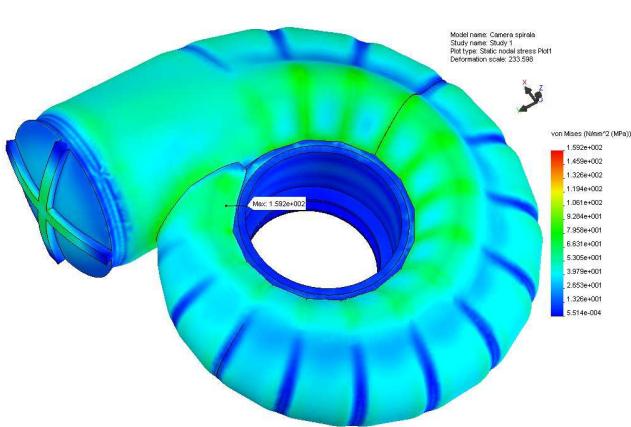
Se vor admite ca rezistențe admisibile valorile din **tabelul 4.7**:

Rezistențe admisibile materiale pentru virole și stator varianta 3

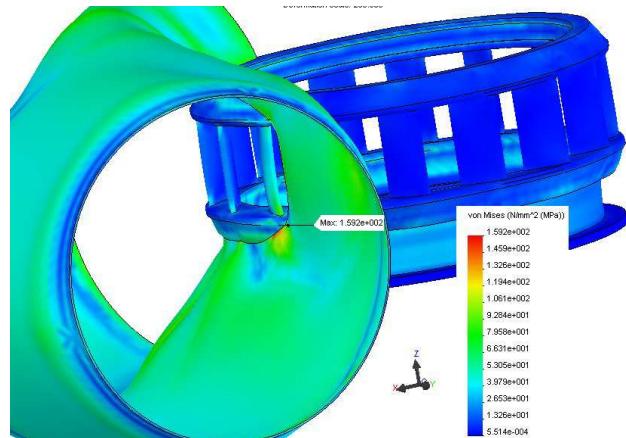
Tabel 4.7

Material	Static stress 0,5 σ_c	Pressure test 0,66 σ_c
Virole	137.5	181.5
Stator inele	S=15 mm	117.5 Mpa
	S=25 mm	112.5 Mpa
	S=40 mm	112.5 Mpa
	S=70 mm	107.5 Mpa
Stator coloana	225	297

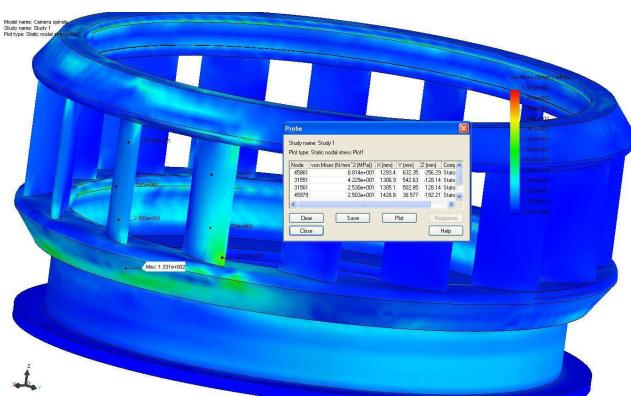
Rezultatele sunt centralizate valoric în **tabelul 4.8** și prezentate grafic în **figurile 4.47÷ 4.50** pentru cazul 1 respectiv în **figurile 4.51 ÷ 4.54** pentru cazul 2. Rezultatele sunt afișate pentru forma deformată a modelului geometric, cu factorul de scalare impus automat de program (10% din dimensiunea maximală a paralelipipedului care include geometria modelului) .



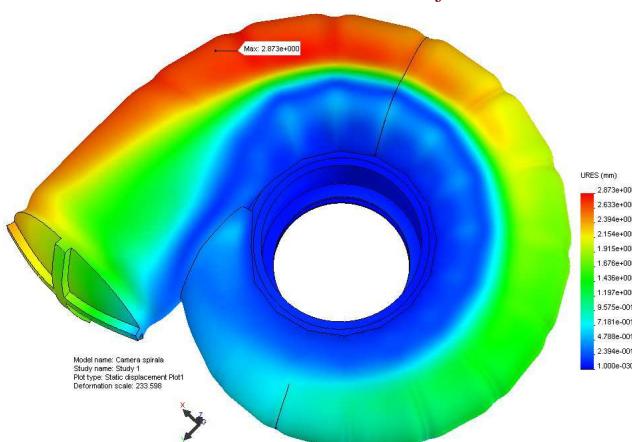
*Fig. 4.47 Caz 1 ; p=650000 N/m² ; Tensiune Von Mises maximă =159,2 MPa
Vedere ansamblu distribuție de tensiuni Von Mises*



*Fig. 4.48 Caz 1 ; p=650000 N/m²; Tensiune Von Mises maximă =159,2 MPa
Poziția tensiunii maxime: zona inferioară a virolei de intrare la îmbinarea cu inel inferior stator*



*Fig. 4.49 Caz 1 ; p=650000 N/m²; Tensiune Von Mises maximă în stator =133,1 MPa
Valori tensiune pe înalțime coloană statorică de intrare în camera spirală: 88.1, 42.22, 25.3 MPa*



*Fig. 4.50 Caz 1 ; p= p=650000 N/m²;
Alungirea maximă 2.873 mm*

Centralizator rezultate cameră spirală și stator varianta 3

Tabel 4.8

Caz	Încărcare presiune N/m ²	Număr noduri	Număr elemente finite	Tensiune Von Mises [MPa]	Alungire maxima [mm]
1	650000	190062	95483	159.2	2.873
2	1000000	156887	78783	212.4	2.902

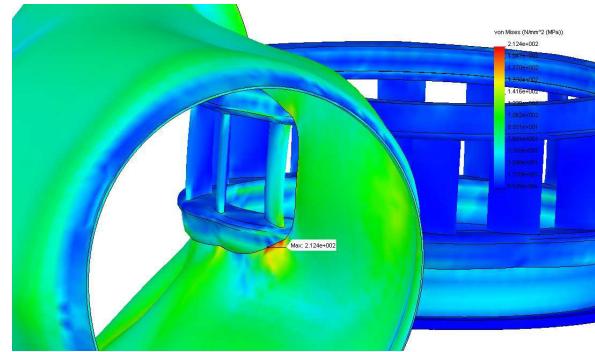
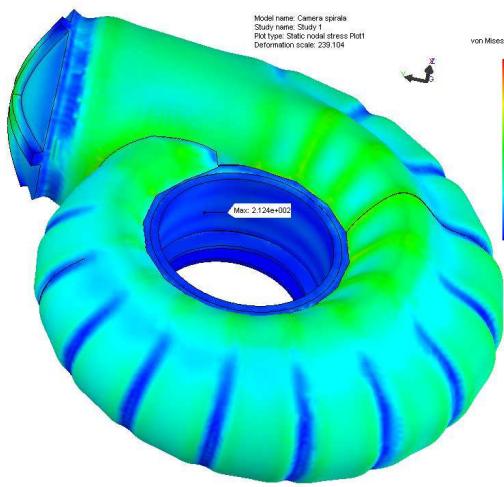


Fig. 4.51 Caz 2 ; p=1000000 N/m² ; Tensiune Von Mises maximă = 212.4 MPa

Vedere ansamblu distributie de tensiuni Von Mises

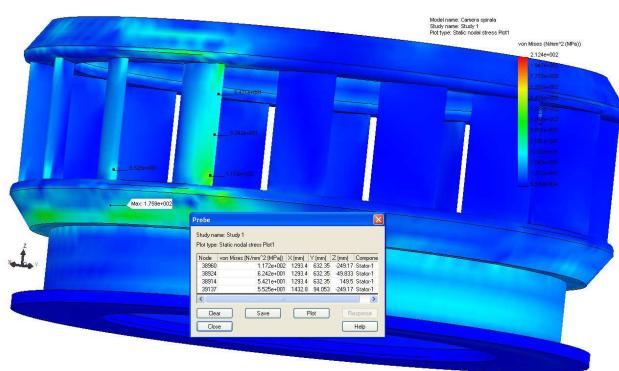


Fig. 4.52 Caz 2 ; p=1000000 N/m²; Tensiune Von Mises maximă = 212.4 MPa

Positia tensiunii maxime: zona inferioara a virolei de intrare la imbinarea cu inel inferior stator

Fig. 4.52 Caz 2 ; p=1000000 N/m²; Tensiune Von Mises maximă = 212.4 MPa

Positia tensiunii maxime: zona inferioara a virolei de intrare la imbinarea cu inel inferior stator

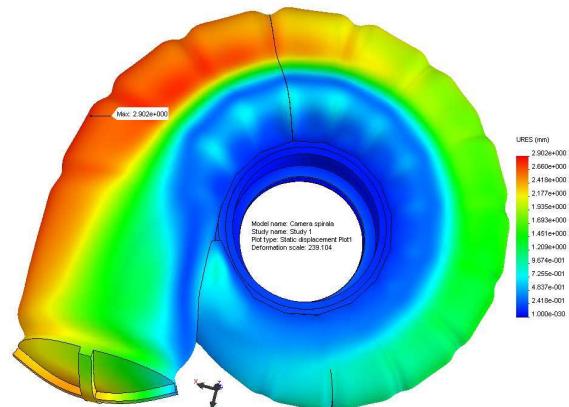


Fig. 4.53 Caz 2 ; p=1000000 N/m²; Tensiune Von Mises maximă în stator =175.9 MPa

Valori tensiune pe înălțime coloana statorică de intrare în camera spirală: 117.2, 62.42, 54.21 MPa

Fig. 4.54 Caz 2 ; p=1000000 N/m²; Alungirea maximă 2.902 mm

Valorile efective ale tensiunii în coloana statorică sunt mult inferioare celor admisibile, deci reducerea lungimii acestora de la varianta inițială 354,1 mm la varianta redusă 332,4 mm nu afectează实质ial comportarea acestora din punct de vedere al rezistenței.

4.7 Concluzii

În acest capitol s-a studiat starea de tensiune și deformații din camera spirală și stator pentru 3 variante geometrice.

Pentru prima variantă, simularea numerică, efectuată prin modulul Simulation integrat în programul SolidWorks, a avut ca obiectiv verificarea camerei spirale și a statorului din punct de vedere al rezistenței, pentru două cazuri de încărcare: presiunea corespunzătoare loviturii de berbec $p = 1300000 \text{ N/m}^2$ respectiv presiunea de probă $p = 1950000 \text{ N/m}^2$. Din simulare a rezultat faptul că, pentru ambele cazuri de încărcare, tensiunea maximă este inferioară rezistenței admisibile.

Pentru a doua variantă, simularea numerică, a fost efectuată comparativ prin două programe: modulul de analiza Stress Analysis din programul Autodesk Inventor respectiv programul de analiză cu element finit Cosmos și a avut ca obiectiv studiul structural al camerei spirale și a statorului și optimizarea acestei structuri din punct de vedere al rezistenței, pentru două cazuri de încărcare: presiunea corespunzătoare loviturii de berbec $p_{LB}=3730000 \text{ N/m}^2$ și presiunea de probă $p_{PP} = 5600000 \text{ N/m}^2$. Deoarece pentru geometria inițială au rezultat tensiuni care depășeau rezistențele admisibile, au fost realizate modificări geometrice și constructive în geometria camerei spirale și a statorului, pentru reducerea acestor tensiuni, care au constat în: modificarea grosimii virolelor, a geometriei statorului, a grosimii și numărului nervurilor, a închiderii camerei spirale. Simulările realizate a evidențiat faptul că - în urma modificărilor impuse - în camera spirală și stator nu există tensiuni mai mari decât cea admisibilă, exceptând o regiune punctuală, localizată la intrarea superioară pe bordul de atac al coloanei stator (prima înainte de coloana de închidere) unde se obține un concentrator local care se poate elibera printr-o rază de racordare, a cărei valoare se va impune de către proiectant. Este de menționat faptul că ambele programe utilizate pentru simulare au generat rezultate foarte apropiate numeric, diferențele fiind nesemnificative.

Pentru a treia variantă, simularea numerică, efectuată prin modulul Simulation integrat în programul SolidWorks, a avut ca obiectiv obiectiv cuantificarea reducerii lungimii coloanelor statorice din punct de vedere al rezistenței, pentru două cazuri de încărcare: cazul 1 - presiunea nominală $p=650000 \text{ N/m}^2$ respectiv cazul 2 - presiunea de probă $p = 1000000 \text{ N/m}^2$. Din simulare a rezultat faptul că, pentru ambele cazuri de încărcare, reducerea lungimii coloanelor statorice de la varianta inițială 354,1 mm la varianta redusă 332,4 mm nu afectează substanțial comportarea acestora din punct de vedere al rezistenței.

Cap. 5 CERCETĂRI EXPERIMENTALE

5.1 Introducere

Acest capitol prezintă rezultatele experimentale efectuate pe modele de turbină hidraulică de tip Francis, scopul acestor experimentări fiind de a determina influența subansamblurilor: aparat director, stator respectiv cameră spirală, asupra caracteristicilor energetice ale modelului. Încercările au fost efectuate în același traseu hidraulic. Modificările au fost aplicate numai componentelor menționate anterior, după fiecare modificare s-a efectuat încercarea modelului în scopul evidențierii efectului modificărilor aplicate.

De asemenea s-au efectuat probe index pe o centrală echipată cu turbine Francis, care au constat în expertizarea funcționării hidroagregatului după reparația capitală.

5.2 Cercetări experimentale pe modele de turbine

5.2.1 Standul de încercare modele de turbine

Cercetările s-au derulat pe standul de încercări experimentale pe modele de turbine al S.C. Hydro Engineering Reșița [70], [4], [30]. Acest stand a fost conceput pentru încercarea pe modele a tuturor tipurilor de turbine cu reacțiune și a mașinilor reversibile de tipul turbine-pompe, atât energetic cât și cavitational. Standul operează în două regimuri de funcționare:

- regimul de măsurători pe model - [figura 5.1](#);
- regimul de etalonare – [figura 5.2](#).

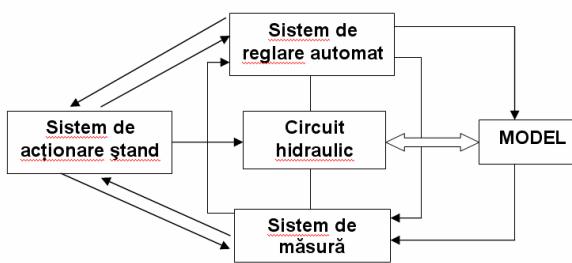


Fig.5.1 Diagrama de măsurare

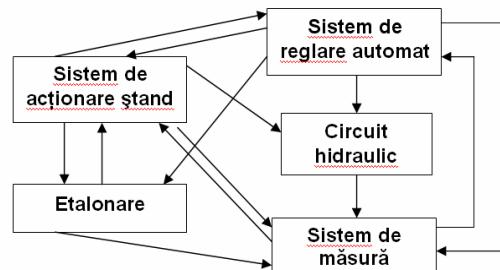


Fig. 5.2 Diagrama de etalonare

În regimul de măsurători, standul lucrează în circuit închis, dar există posibilitatea să se efectueze măsurători și în circuit deschis. În regimul de etalonare, standul funcționează în regim deschis pentru etalonarea debitmetrelor, iar pentru etalonarea altor mărimi standul lucrează atât în circuit deschis, cât și în circuit închis.

Circuitul hidraulic al acestui stand este prezentat în [figura 5.3](#) și cuprinde:

- stația de pompă echipată cu două pompe ce pot funcționa în serie sau în paralel în funcție de debitul sau căderea necesară a se realiza; pompele sunt acționate de două motoare de curent continuu de 800 kW și au turație variabilă;
- reabsorbitorul format din patru coloane verticale cu o lungime totală de 44 m pentru fiecare pompă; el are rolul de a îngloba în apă aerul degajat în timpul încercărilor;
- coloane de refulare pe care sunt montate în serie cele 2 debitmetre;
- rezervorul amonte având montate în interior grile de uniformizare a curgerii;
- modelul supus încercărilor, cuplat cu generatorul frână, care este un generator de c.c. de 600 kW și suspendat pe lagăre hidrostatice;
- rezervorul aval;
- coloana de aspirație.

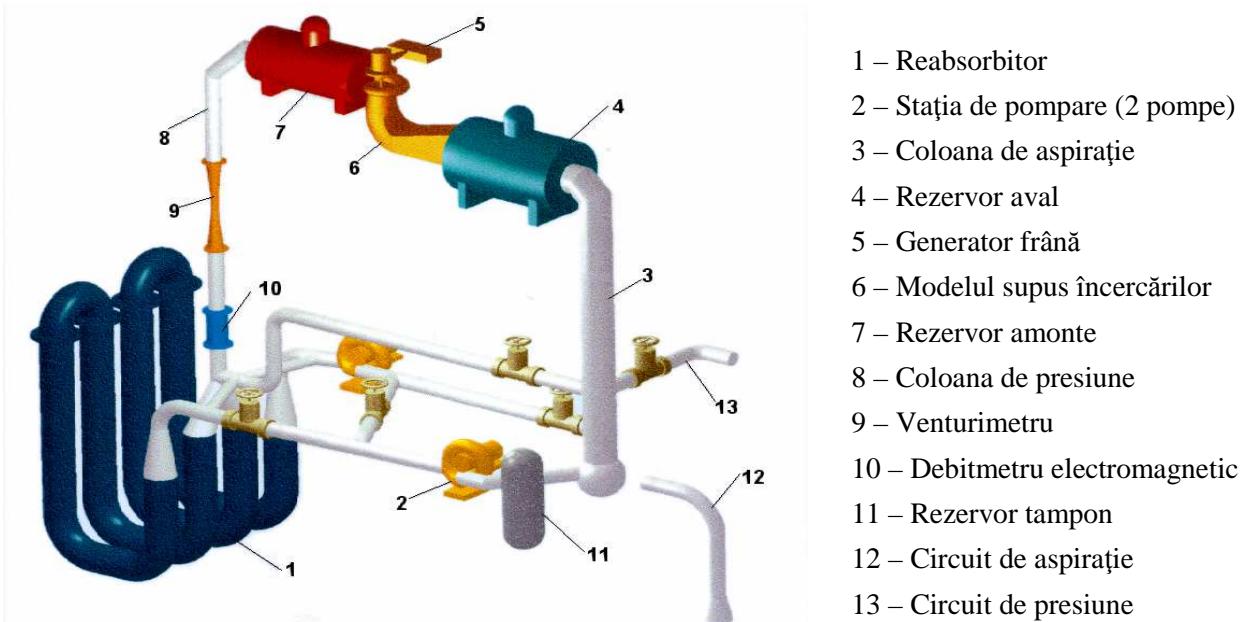


Fig. 5.3 Standul de încercare modele de turbine

În funcționare în circuit închis, coloana de aspirație se racordează la pompe.

În cazul funcționării în circuit deschis, coloana de aspirație se racordează la coloana de tarare debit, respectiv la bazinele de aspirație prevăzut în acest scop, de unde se realizează alimentarea cu apă a circuitului hidraulic, respectiv aspirația pompelor.

Pentru realizarea unei funcționări fără pulsații cauzate de pompe când lucrează în regimuri de debite foarte mici, a fost prevăzut un bypass care are drept scop să recircule o parte din debit înainte de debitmetru. Același bypass este folosit pentru închiderea circuitului în cazul în care se efectuează măsurători la turbinele pompe, când acestea lucrează în regim de pompă.

Pentru etalonarea debitmetrelor, standul funcționează în circuit deschis, racordându-se prin intermediul canalului de tarare, la bazinele de etalonare.

Standul este prevăzut cu sisteme de reglare automată pentru: cădere de încercare a modelului prin intermediul turației pompelor, turația modelului prin generatorul frână, sarcina de aspirație, temperatura apei din stand și nivelul apei din rezervorul tampon prin care se realizează presiune în stand.

Toate comenziile și sistemele de reglare automată sunt centralizate la un pupitru de comandă al standului.

Măsurarea și prelucrarea rezultatelor experimentale este complet automatizată, folosindu-se în acest scop două sisteme automate, unul de bază și celălalt de rezervă.

Principalele performanțe și precizii de măsurare ale standului sunt următoarele:

- | | |
|-------------------------------------|----------------------------------|
| ◦ căderea de încercare: | $H = 4 \div 80$ m.c.a. |
| ◦ debitul maxim asigurat: | $Q_{max} = 0,2 \div 2,7$ m^3/s |
| ◦ turația modelului: | $n = 0 \div 3000$ rpm |
| ◦ puterea generatorului frână: | $P_G = 600$ kW |
| ◦ diametrul maxim al modelului: | $D_{max} = 0,5$ m |
| ◦ precizia de măsurare a căderii: | 0,05 % |
| ◦ precizia de măsurare a debitului: | 0,015 % |
| ◦ precizia de măsurare a turației: | 0,1 % |
| ◦ precizia de măsurare a cuplului: | 0,01 % |

Standul asigură următoarele precizii globale:

- | | |
|-------------------------|--------------|
| ◦ randament | $\pm 0,2$ % |
| ◦ coeficient de cavație | $\pm 0,2$ %. |

Pentru asigurarea unei sarcini de aspirație constante în stand, se regleză presiunea din rezervorul tampon aflat la baza coloanei de aspirație prin introducerea sau evacuarea de aer, comandat de un regulator automat.

Prin reglarea automată a turației pompelor, în stand poate fi menținută constantă căderea de încercare a modelului la o valoare prescrisă. Comanda turației pompelor funcție de căderea prescrisă se face tot prin intermediul unui regulator automat digital. Turația modelului este menținută la o valoare prescrisă prin intermediul unui regulator digital.

Pentru măsurarea puterii modelului, acesta este cuplat la un generator frână al cărui stator este așezat pe un sistem de lagăre hidrostatiche. Cuplul hidraulic este transmis cu ajutorul unui braț cu o lungime etalonată la o balanță cu autoechilibrare care măsoară forța la capătul brațului.

5.2.2 Geometria și simbolizarea modelelor

Aparatul director a fost modificat prin schimbarea paletelor. Paletele asimetrice pozitive (P) au fost înlocuite cu palete simetrice (S).

Statorul a fost modificat numai prin intermediul poziției coloanelor statorice.

Camera spirală practic nu a fost modificată. Efectul ei s-a urmărit pe două variante constructive (I respectiv II), calculate cu parametri identici; deosebirile au constat constau numai în forma secțiunilor radiale, varianta I fiind o soluție constructivă modernă, iar varianta a II-a fiind cea clasică, adică cu statorul demontabil.

Notația modelelor este formată din prefixul „Fr”, care indică tipul de rotor Francis, urmat de o cifră română, care indică varianta rotorului, litera „M” - dacă rotorul a fost modificat și de o cifră arabă, care indică numărul de ordine al modificării rotorului; în continuare, după caracterul „/”, urmează o cifră arabă, care indică varianta camerei spirale, una din literele „S” sau „P”, care indică profilul aparatului director (simetric sau asimetric pozitiv), iar în final combinația de caractere „M*”, dacă statorul a fost modificat. Un exemplu de simbolizare al unui model este Fr-IM1/2SM*, cu semnificațiile:

- Fr-IM1 - rotor varianta I modificat o dată
- 2 - camera spirală varianta varianta a II-a
- S - paletă aparat director simetrică
- M* - stator modificat.

Traseul hidraulic al modelelor și geometria camerei spirale sunt prezentate în **figurile 5.4 ÷ 5.5**. Variația dimensiunii AC respectiv a dimensiunii R_o a camerei spirale model sunt prezentate în **figurile 5.6 ÷ 5.7**. Figurile **5.8 și 5.9** prezintă profilul și geometria statorului respectiv geometria aparatului director.

5.2.3 Cercetări experimentale pe modele pentru determinarea influenței aparatului director, statorului și a camerei spirale asupra caracteristicilor energetice ale modelului

Cercetările experimentale au vizat determinarea influenței modificărilor subansamblurilor: aparat director, stator respectiv cameră spirală, asupra caracteristicilor energetice ale modelului. După fiecare modificare s-a efectuat încercarea modelului în scopul evidențierii efectului modificărilor aplicate.

În etapa I s-a încercat rotorul Fr-IM1 cu camera spirală varianta I și palete aparat director asimetrice pozitive (P). Modelul a fost simbolizat prin Fr-IM1/1P.

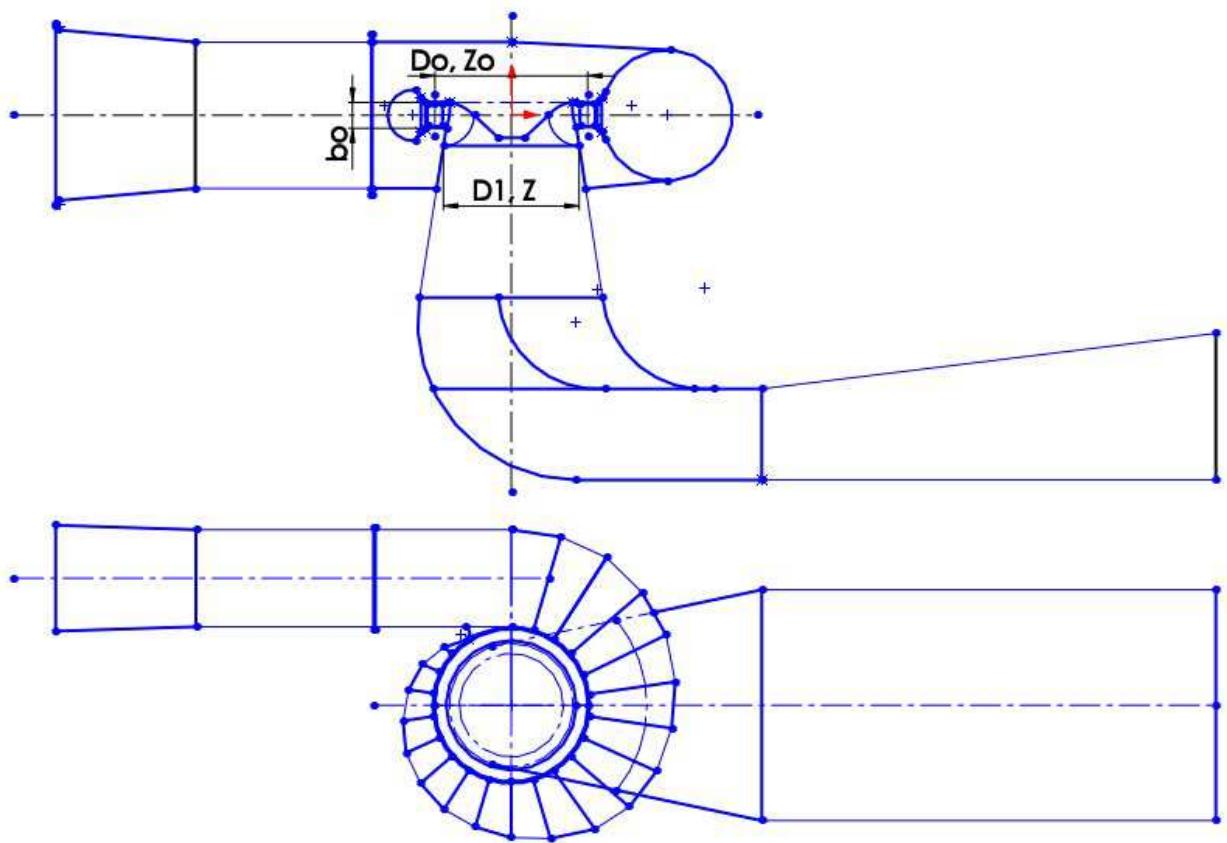


Fig. 5.4 Traseul hidraulic al modelelor

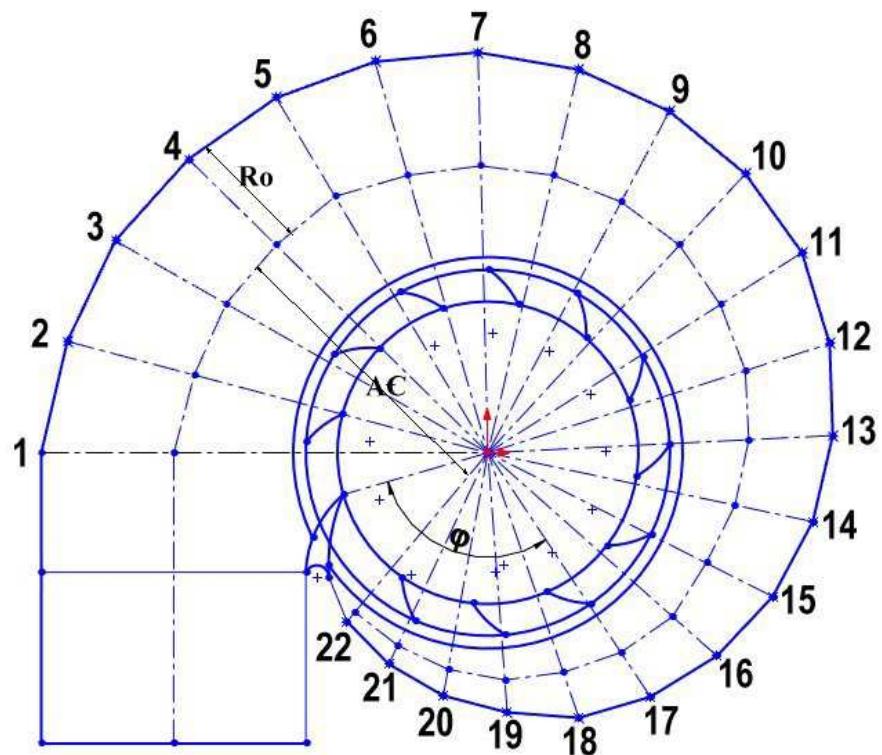


Fig. 5.5 Geometria camerei spirale

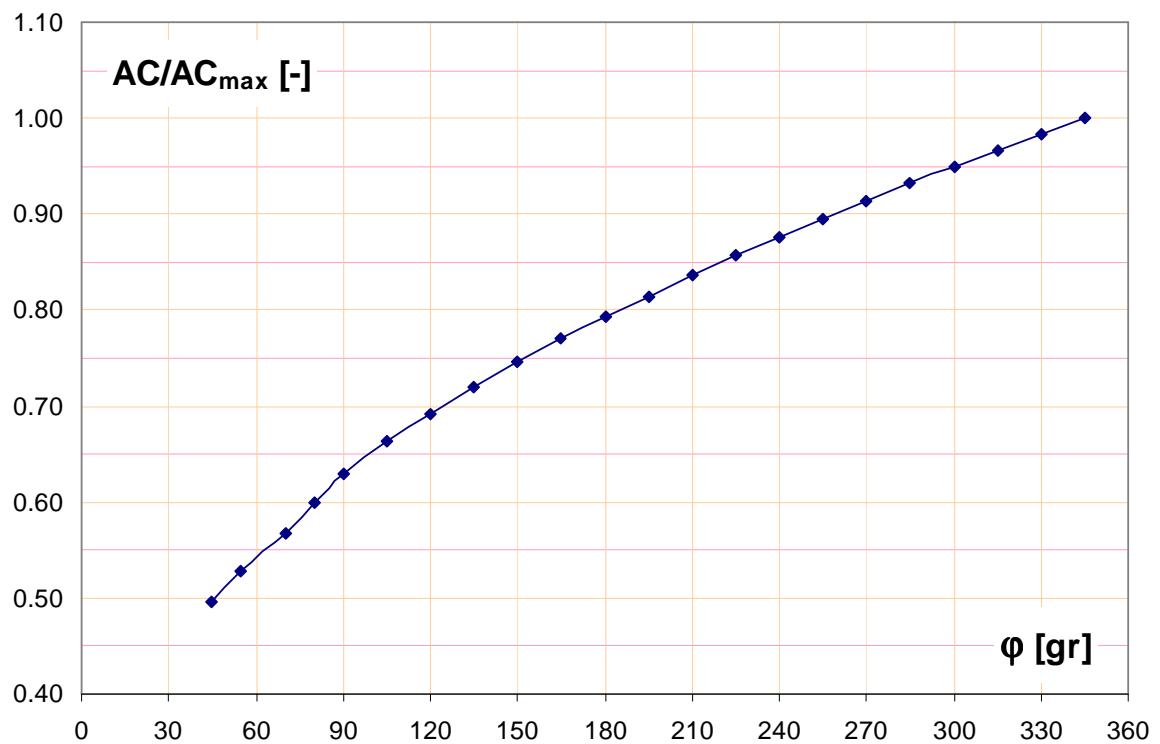


Fig. 5.6 Variația dimensiunii AC a camerei spirale model

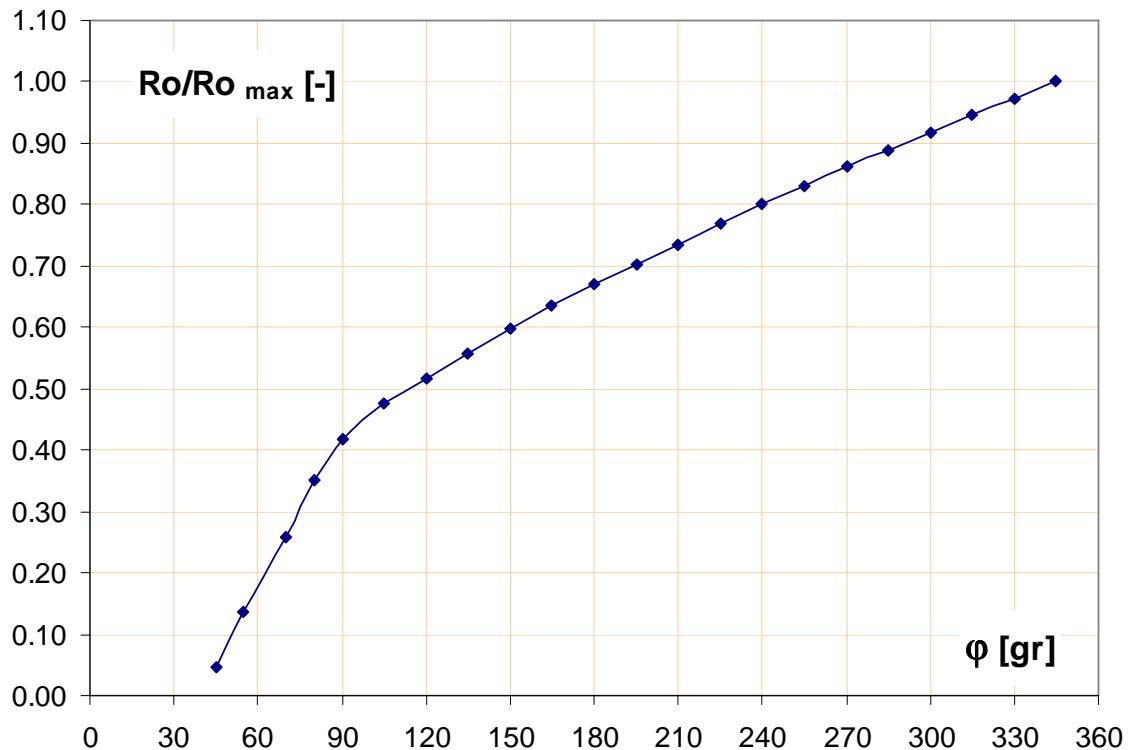


Fig. 5.7 Variația dimensiunii Ro a camerei spirale model

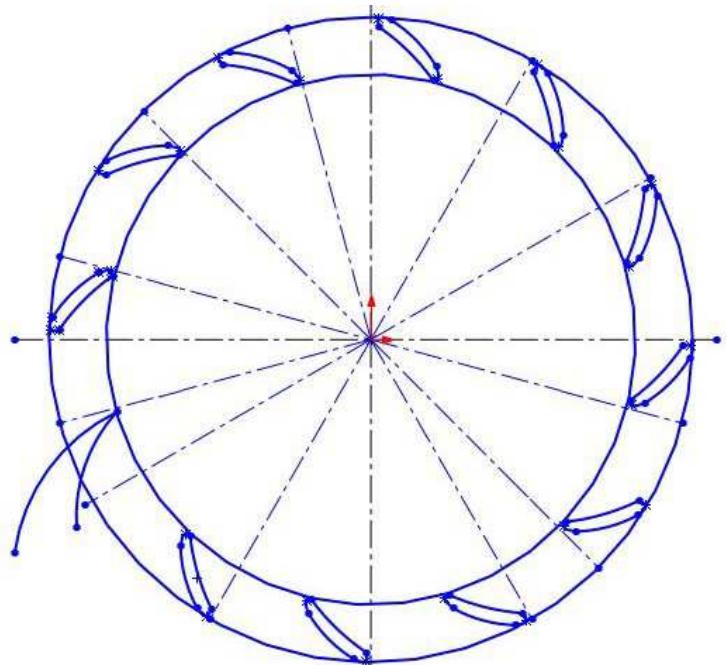


Fig. 5.8 Profilul și
geometria statorului

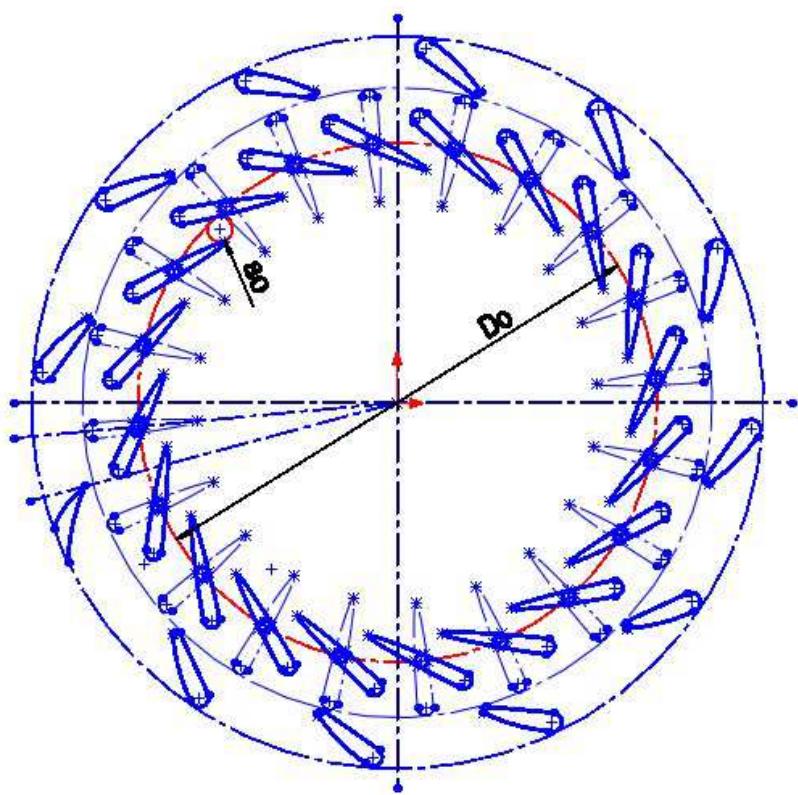
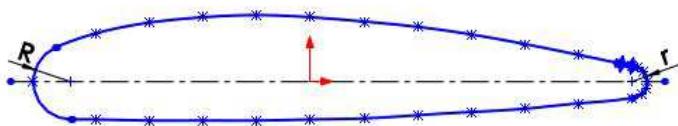


Fig. 5.9 Geometria
aparatului director

În etapa a II-a s-a utilizat rotorul Fr-IM1, cu camera spirală varianta I și palete aparăt director cu profile simetrice (S). Modelul a fost simbolizat prin Fr-IM1/1S.

În etapa a III-a s-a modificat poziția coloanelor statorice, fiind rotite ”spre închidere” cu 8,5°. Modelul a fost simbolizat prin Fr-IM1/1SM*.

În etapa a IV-a s-a încercat rotorul Fr-V, în traseul hidraulic de la etapa precedentă. Modelul a fost simbolizat prin Fr-V/1SM*.

În etapa a V-a au fost schimbate, față de etapa precedentă, camera spirală și statorul. S-a montat camera spirală var. II (soluție constructivă clasică), împreună cu statorul aferent (varianta II). În acest traseu hidraulic cu rotorul Fr-IM1. Modelul a fost simbolizat prin Fr-IM1/2S.

În etapa a VI-a s-a încercat rotorul Fr-V în traseul din etapa a V-a. Modelul a fost simbolizat prin Fr-V/2S.

În etapa a VII-a s-a modificat poziția coloanelor statorice față de etapele anterioare, prin rotirea lor: ”spre închidere” cu 12°, cu rotorul Fr-IM1. Modelul a fost simbolizat prin Fr-IM1/2SM*, iar cu rotorul Fr-V modelul a fost simbolizat prin Fr-V/2SM*.

În ultima etapă s-a revenit la paletele asimetrice pozitive ale aparatului director. Cu această modificare și cu rotorul Fr-V modelul a fost simbolizat prin Fr-V/2PM*. **Tabelul 5.1** sintetizează simbolizarea modelelor în corelație cu combinațiile de modificări aplicate asupra componentelor.

Simbolizarea modelelor

Tabel 5.1

Mărime	Simbolizare model	Fr-IM1/1S Fr-IM1/1P Fr-IM1/1SM*	Fr-IM1/2S IM1/2SM*	Fr-V/2S Fr-V/2SM* Fr-V/2PM*
Varianta rotor	-	I	I	V
Varianta cameră spirală	-	I	II	II
Paleta AD	-	S - Simetric P - Asimetric pozitiv	S - Simetric	S - Simetric P - Asimetric pozitiv
Diametru caracteristic rotor	D ₁ [m]	0,35	0,35	0,337
Diametru caracteristic AD	D _o /D ₁ [-]	1,18	1,18	1,226
Înălțime AD	b _o /D ₁ [-]	0,2	0,2	0,208
Nr. paleta AD	Z _o [-]	20	20	20
Nr. coloane stator	Z _{st} [-]	10 M* - Coloane stator modificate	12 M* - Coloane stator modificate	12 M* - Coloane stator modificate
Nr. palete rotor	Z [-]	13	13	14

5.2.3.1 Influența profilării paletelor aparatului director

Modificarea aparatului director a constat din schimbarea paletelor cu profil asimetric pozitiv cu cele cu profil simetric. Pentru modelele Fr-IM1/1P respectiv Fr-IM1/1S, în figura 5.10 sunt prezentate comparativ, curbele de randament, în funcție de Q_{11} pentru turația optimă $n_{11\text{opt}} = 70$ rot/min, iar în figura 5.11 sunt trasate curbele comparative de egal randament în jurul punctului optim, pentru valoarea $\eta=89\%$. Din aceste figuri se poate observa că influența modificării profilului aparatului director este mai pronunțată la debite $Q_{11} < Q_{11\text{ optim}}$, respectiv la deschideri a_o mai mici decât cea optimă. Această fapt se explică prin aceea că, la deschideri mici ale aparatului director, şocul la intrarea în aparatul director este mai mare pentru profile asimetrice pozitive. După cum rezultă din figura 5.10, creșterea de randament a fost (pentru $n_{11}=70$ rot/min) între 0,5% - la deschideri mari și 1,0% la deschideri mici. Curbe similare sunt prezentate pentru modelele Fr-V/2SM respectiv Fr-V/2PM în figura 5.12 respectiv figura 5.13. Rezultă că la deschideri a_o mai mari și turații n_{11} mai mari, paletele simetrice realizează unghiuri de incidentă pozitive care sunt mai mari decât la cele asimetrice pozitive, iar randamentele, în primul caz, sunt mai bune.

În figurile 5.14 și 5.15 se prezintă influența profilării paletelor aparatului director asupra debitului, sub forma curbelor $Q_{11}=f(a_o)$ pentru model Fr-IM1 la turația optimă ($n_{11\text{ opt}} = 70$ rot/min) respectiv Fr-V la turația optimă ($n_{11\text{ opt}} = 75$ rot/min). Pentru fiecare model în parte este prezentată comparativ curba $Q_{11}=f(a_o)$ pentru profile simetrice respectiv asimetrice pozitive. Din suprapunerea curbelor din figura 5.14 rezultă că, pentru rotorul Fr-IM1, influența tipului de profil (simetric respectiv asimetric) asupra debitului este neglijabilă. Aceeași concluzie rezultă și pentru modelul Fr-V din graficul din figura 5.15.

5.2.3.2 Influența modificării statorului

Pozitia coloanelor statorice în cazul statorului varianta 1 este definită de unghiul de 34°. În cazul statorului varianta II-a, modificările au constat din rotirea coloanelor statorice cu 12° spre "încidere" și așezarea lor cu pas constant. Efectul modificărilor s-a testat cu rotorul Fr-IM1 la ambele variante, iar cu rotorul Fr-V, la varianta a II-a.

În figura 5.16 sunt prezentate comparativ curbele de randament $\eta=f(Q_{11})$ la $n_{11\text{ opt}}=70$ rot/min pentru modelele Fr-IM1/1S, respectiv Fr-IM₁/1SM* și se poate observa că randamentul s-a îmbunătățit cu circa 0,6% în mod egal, deci fără ca punctul optim să se modifice. În figura 5.17 sunt trasate comparativ curbele de egal randament în jurul punctului optim, pentru aceleași modele, de unde rezultă că, în urma modificărilor, turația optimă s-a deplasat spre valori ceva mai mari.

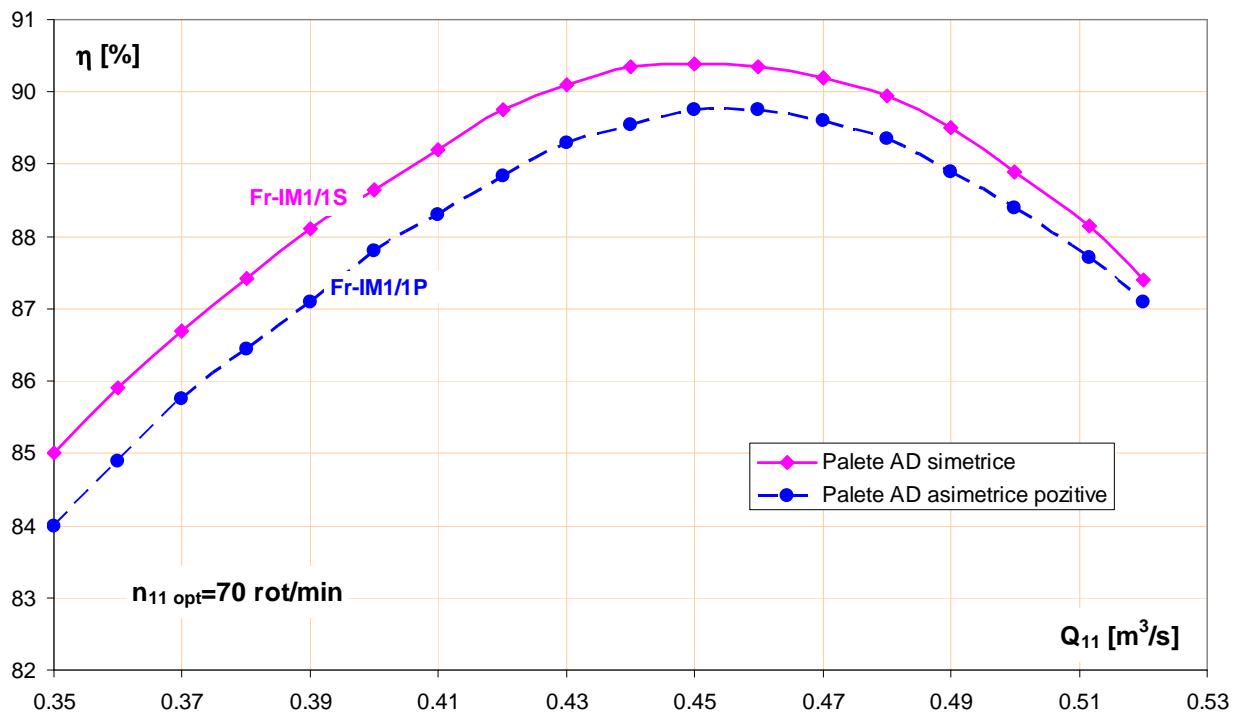


Fig. 5.10 Influența profilării paletelor aparatului director pentru model Fr-IM1 – curbele $\eta=f(Q_{11})$

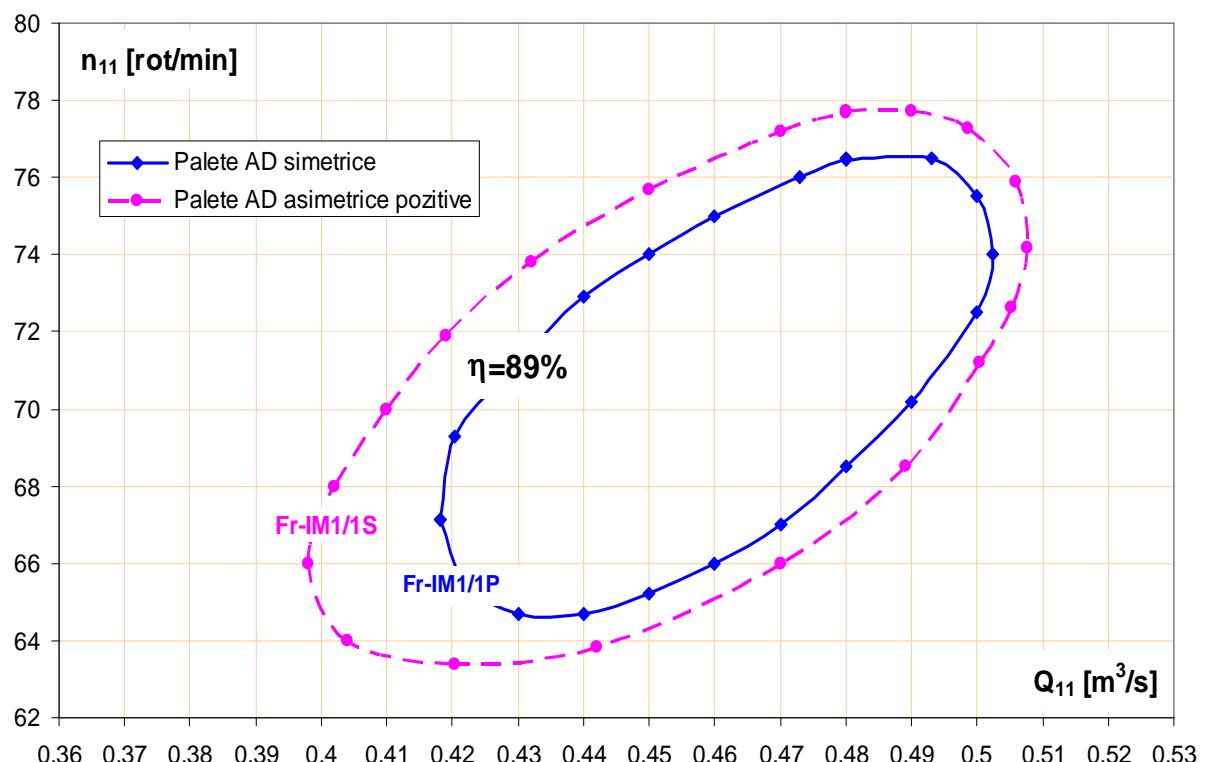


Fig. 5.11 Influența profilării paletelor aparatului director pentru model Fr-IM1 – curbe de egal randament

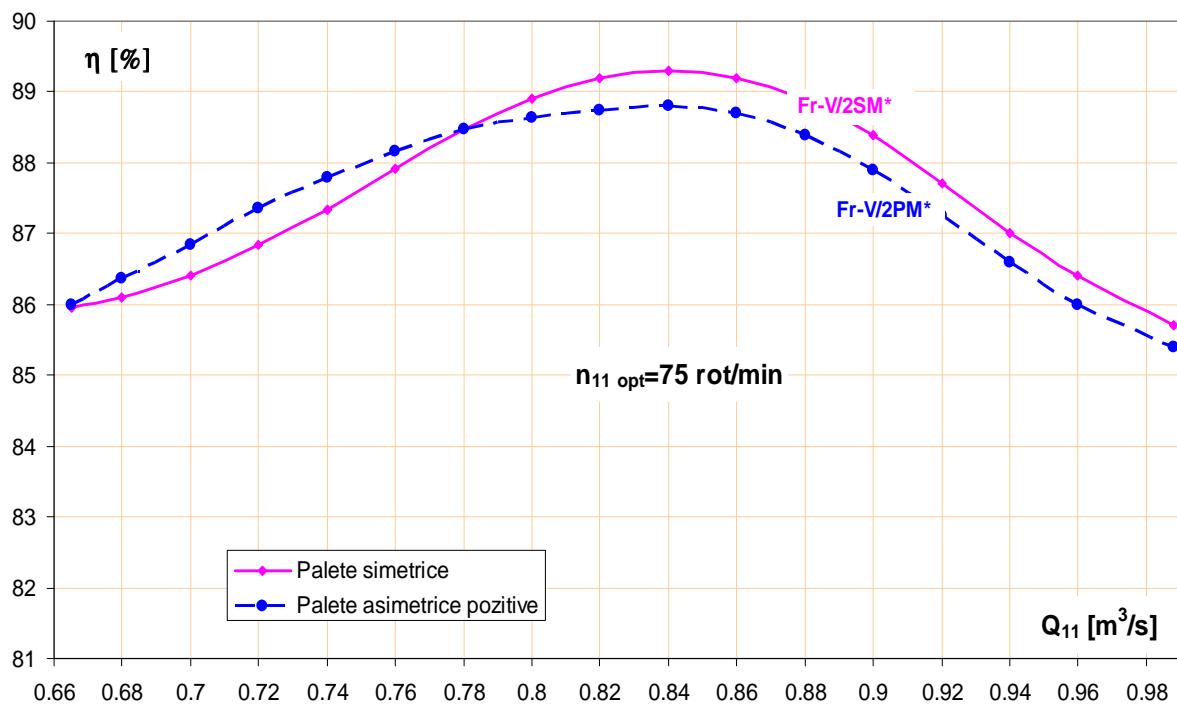


Fig. 5.12 Influența profilării paletelor aparatului director pentru model Fr-V – curbele $\eta=f(Q_{11})$

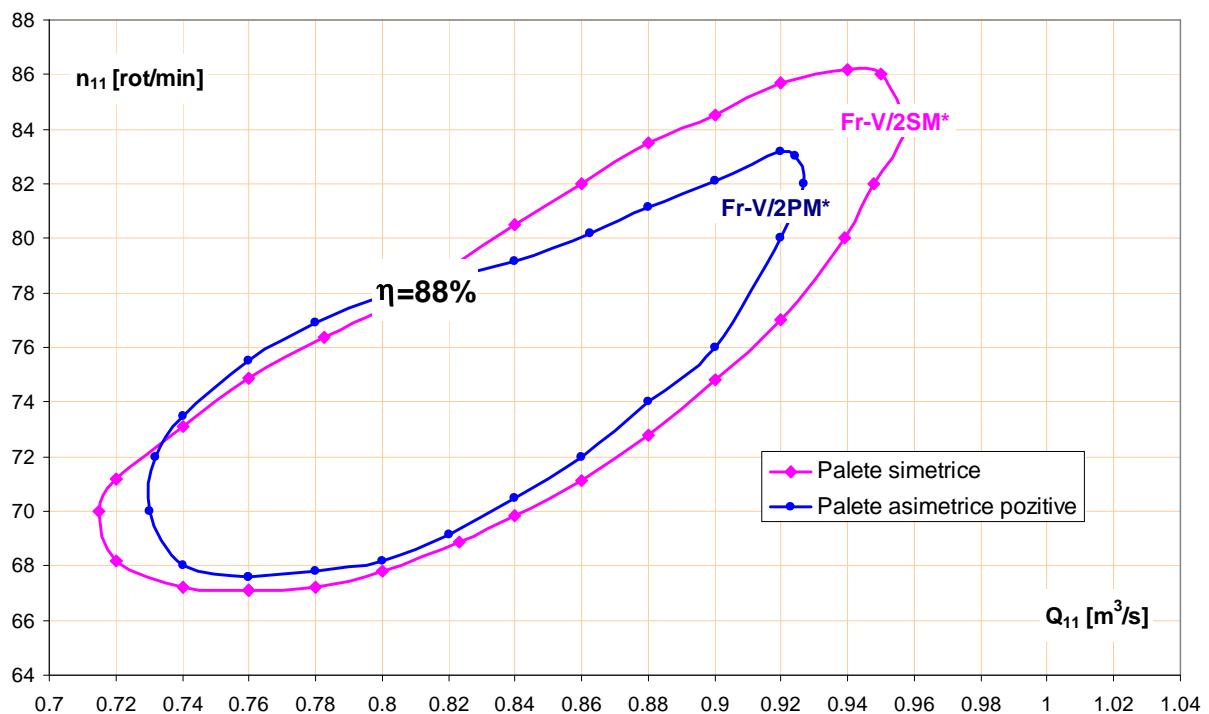


Fig. 5.13 Influența profilării paletelor aparatului director pentru model Fr-V – curbe de egal randament

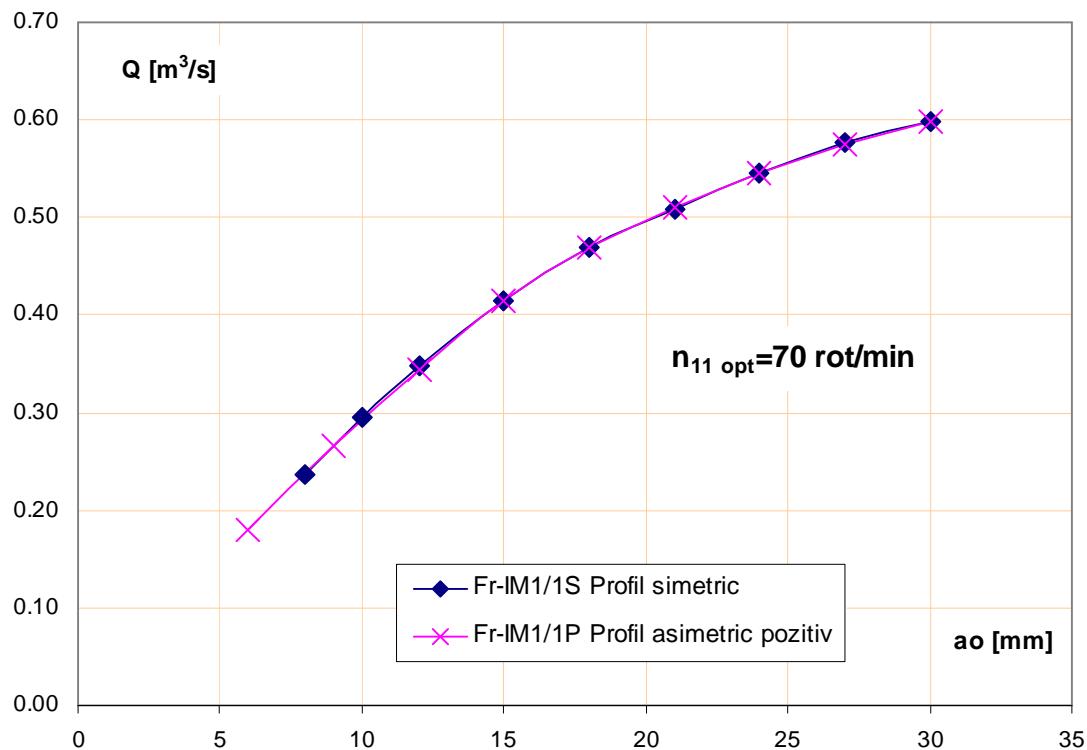


Fig. 5.14 Influența profilării paletelor aparatului director pentru model Fr-IM1 – curbele $Q_{11}=f(a_o)$

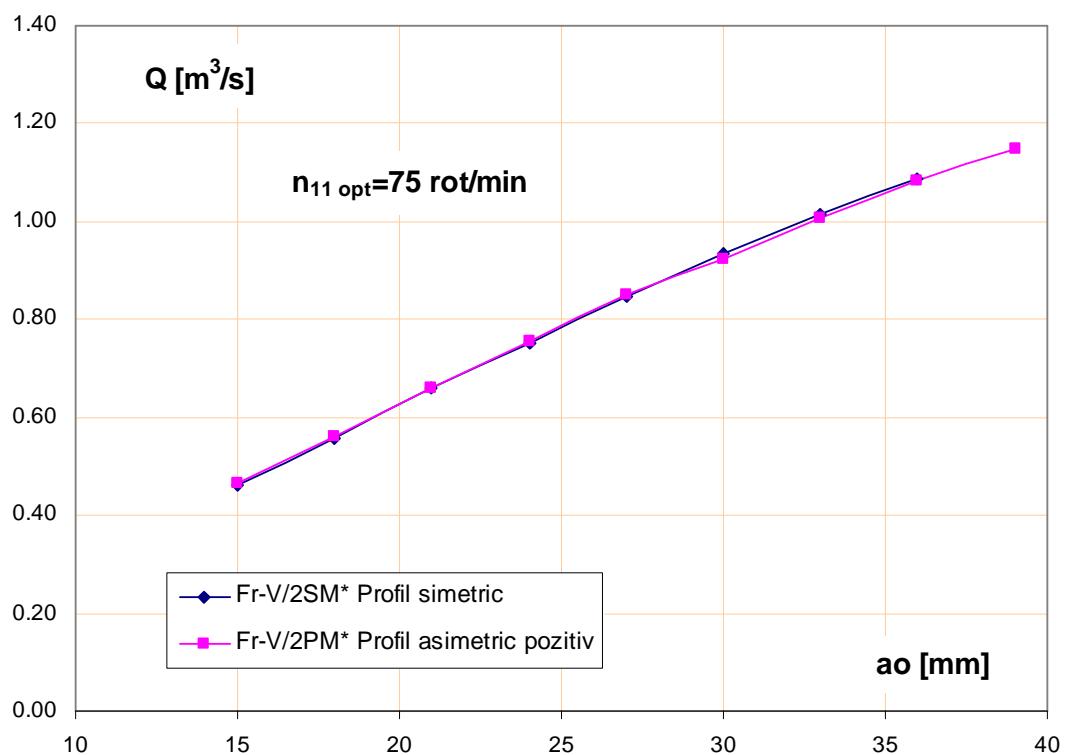


Fig. 5.15 Influența profilării paletelor aparatului director pentru model Fr-V – curbele $Q_{11}=f(a_o)$

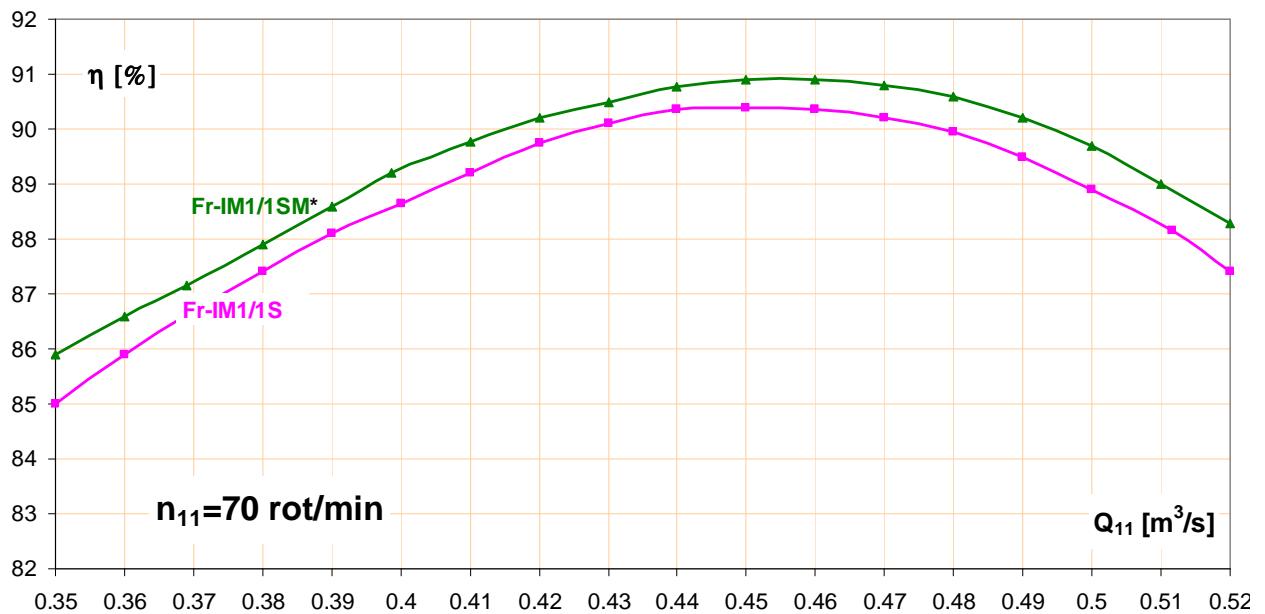


Fig. 5.16 Influența statorului pentru model Fr-IM1 – curbele $\eta=f(Q_{11})$

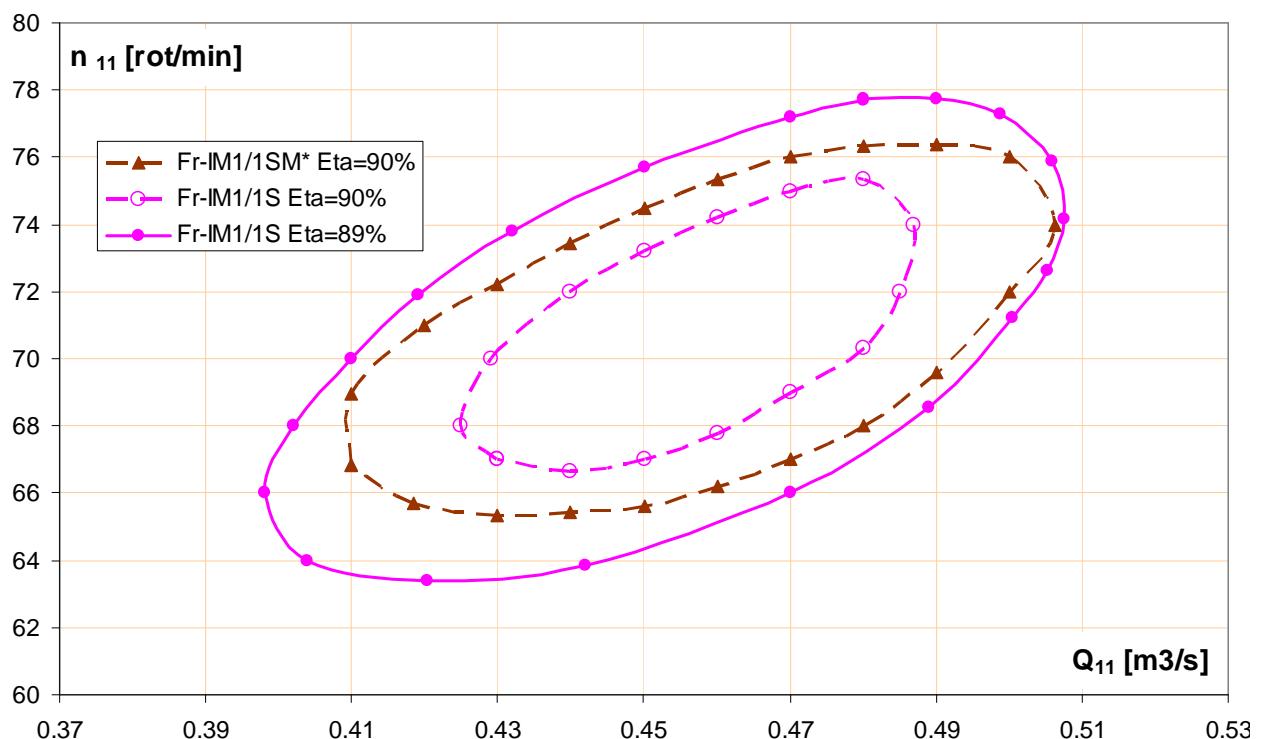


Fig. 5.17 Influența statorului pentru model Fr-IM1 – curbe de egal randament

Curbe similare cu cele de mai sus sunt prezentate în figura 5.18, respectiv figura 5.19 obținute pentru modelele Fr-IM1/2S, respectiv Fr-IM1/2SM*. După cum se vede efectele sunt mai pronunțate mai ales la deschideri a_0 (Q_{11}) mai mici, unde creșterea randamentului a fost de cca. 2%,

în timp ce la deschideri a_0 (Q_{11}) mari, creșterea este nesemnificativă. În punctul optim creșterea de randament a fost de 1%. Din figura 5.19 rezultă că după modificare, turația optimă $n_{11\text{opt}}$ a crescut, iar debitul $Q_{11\text{opt}}$ s-a micșorat. Se poate spune că, în cazul modelelor analizate, devierea curentului la intrarea în aparatul director în punctul optim este zero după efectuarea modificărilor fapt care a condus la îmbunătățirea randamentelor cu cca. 0,6% ÷ 1% în punctul optim.

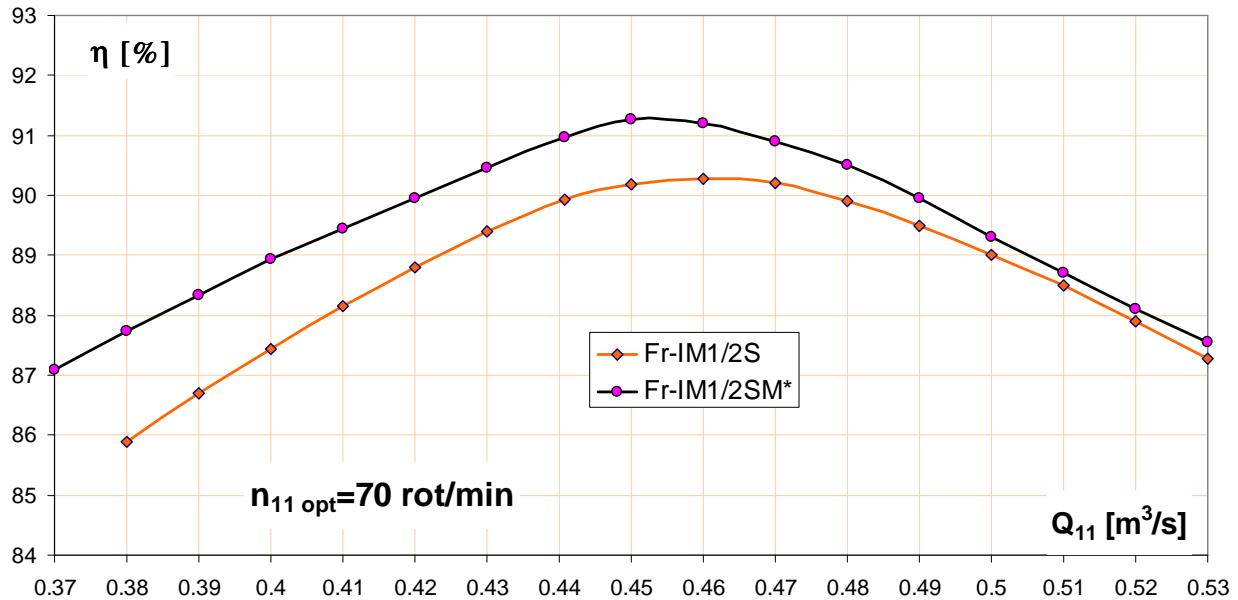


Fig. 5.18 Influența statorului pentru model Fr-IM1, camera spirală varianta 2 – curbele $\eta=f(Q_{11})$

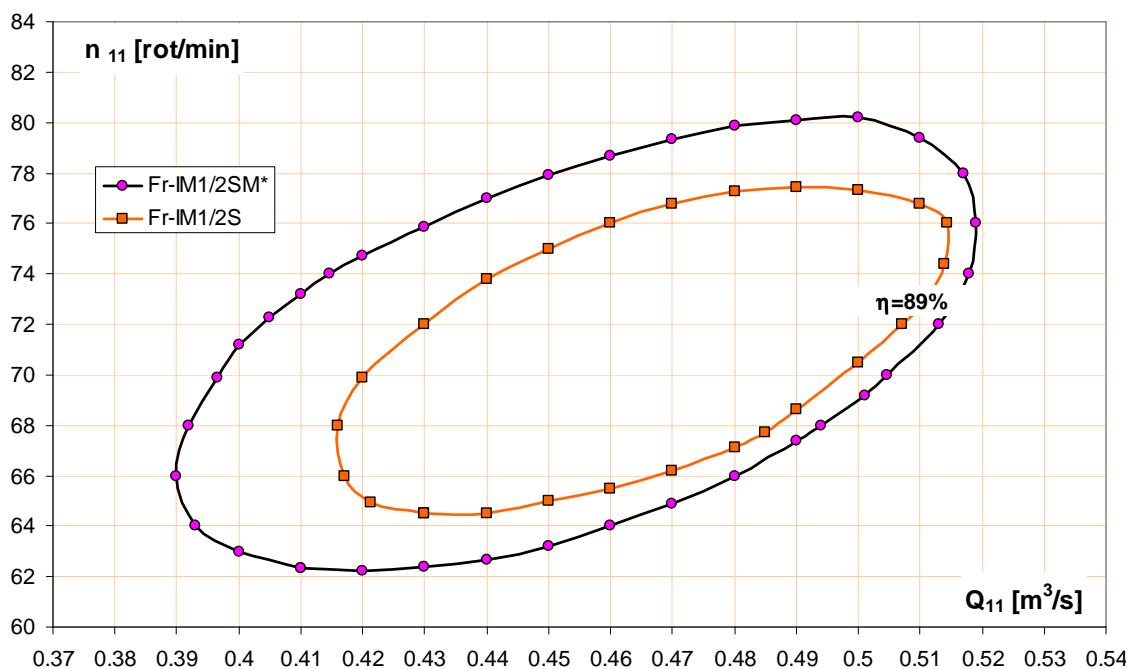


Fig. 5.19 Influența statorului pentru model Fr-IM1, camera spirală varianta 2 - curbe de egal randament

În figura 5.20 și figura 5.21 sunt prezentate curbele similare cu cele din figura 5.18 și 5.19, pentru modelele Fr-V/2S respectiv Fr-V/2SM*. După cum se poate observa, în acest caz, efectul modificării statorului a fost practic nesemnificativ. Conform diagramelor, modificarea statorului din punctul de vedere al şocului la intrarea în aparatul director, este echivalentă cu schimbarea paletelor asymetrice pozitive cu palete simetrice.

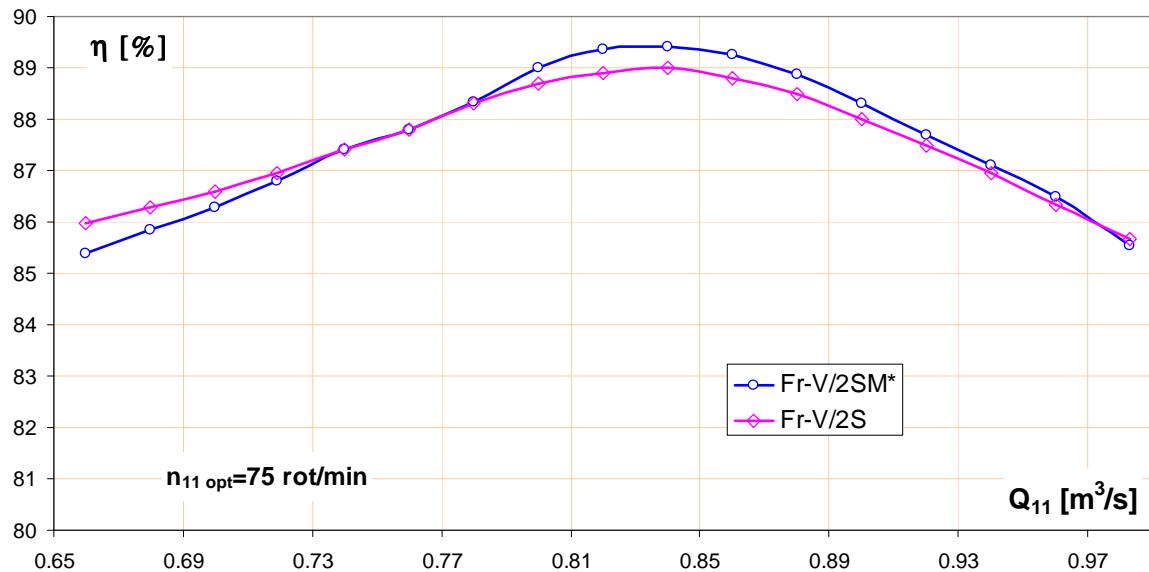


Fig. 5.20 Influența statorului pentru model Fr-V, camera spirală varianta 2 – curbele $\eta=f(Q_{11})$

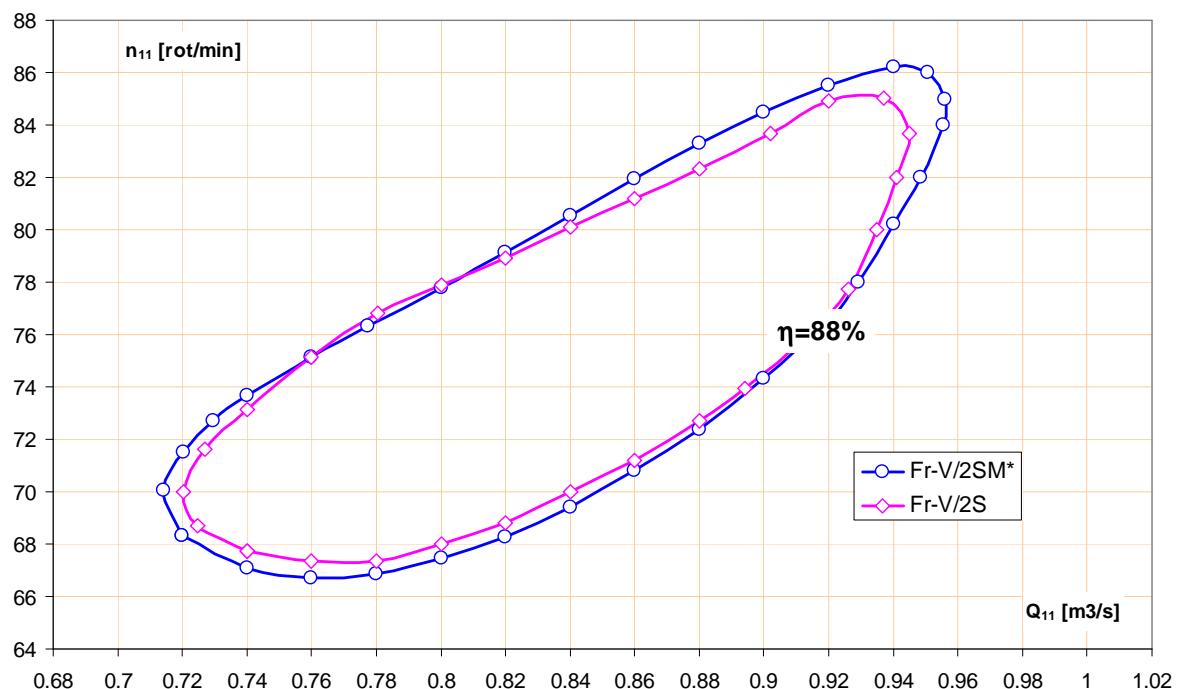


Fig. 5.21 Influența statorului pentru model Fr-V, camera spirală varianta 2 – curbe de egal randament

5.2.3.3 Influența camerei spirale

Analiza efectelor camerei spirale se face în două ipostaze:

- cu statorul nemodificat;
- cu statorul modificat.

În figura 5.22 respectiv 5.23 sunt prezentate curbele comparative $\eta=f(Q_{11})$ la $n_{11}=70$ rot/min, respectiv curbele comparative de egal randament în jurul punctului optim pentru modelele Fr-IM1/1S, respectiv Fr-IM1/2S, deci cu stătoare nemodificate. După cum rezultă din aceste diagrame, efectul maxim se manifestă la deschideri a_o (Q_{11}) mici, punctul optim de funcționare a modelului Fr-IM1/2S este deplasat la valori mai mari în comparație cu mărimele similare ale modelului Fr-IM1/1S. Explicația este dată de faptul că, la modelul Fr-IM1/2S, condițiile de intrare în aparatul director similare cu cele de la modelul Fr-IM1/1S se realizează la deschideri a_o (Q_{11}) mai mari.

Din figura 5.24 rezultă că după efectuarea modificărilor, rezultatele obținute cu modelele Fr-IM1/1SM*, respectiv Fr-IM1/2SM* sunt aproape identice, punctele optime de funcționare sunt egale. Înțând cont de cele relatate mai sus, rezultă că din punctul de vedere al randamentului, nu există deosebiri semnificative între cele două camere spirale.

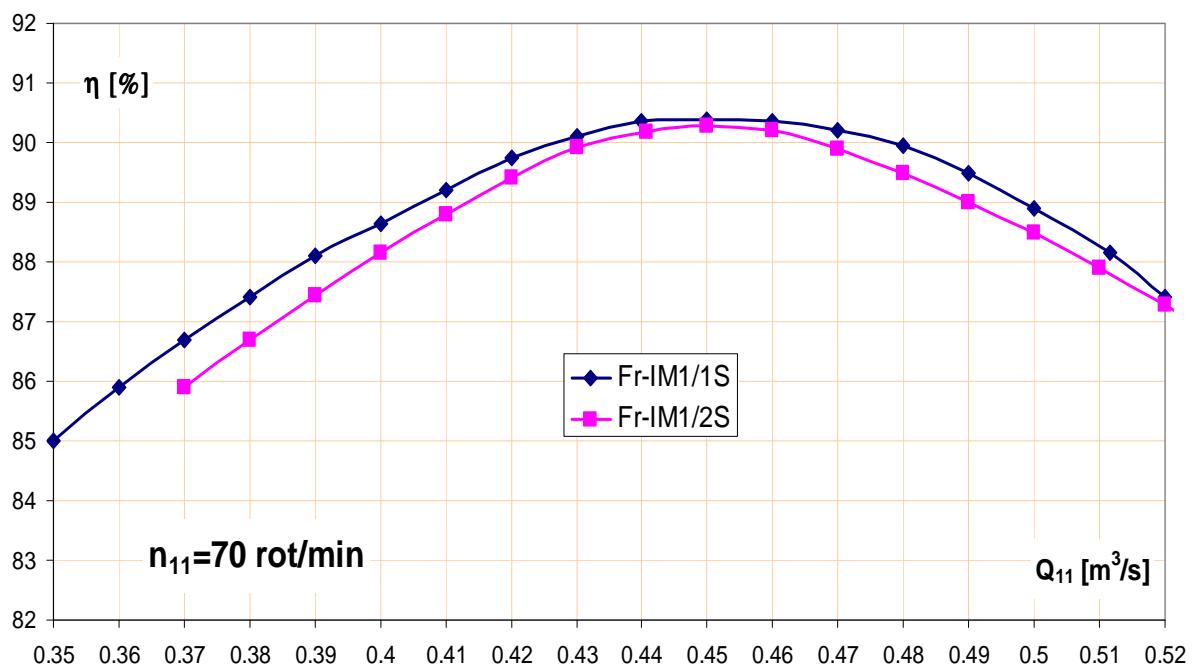


Fig. 5.22 Influența asamblului cameră spirală-stator, asupra caracteristicilor optime ale modelelor – curbele $\eta=f(Q_{11})$

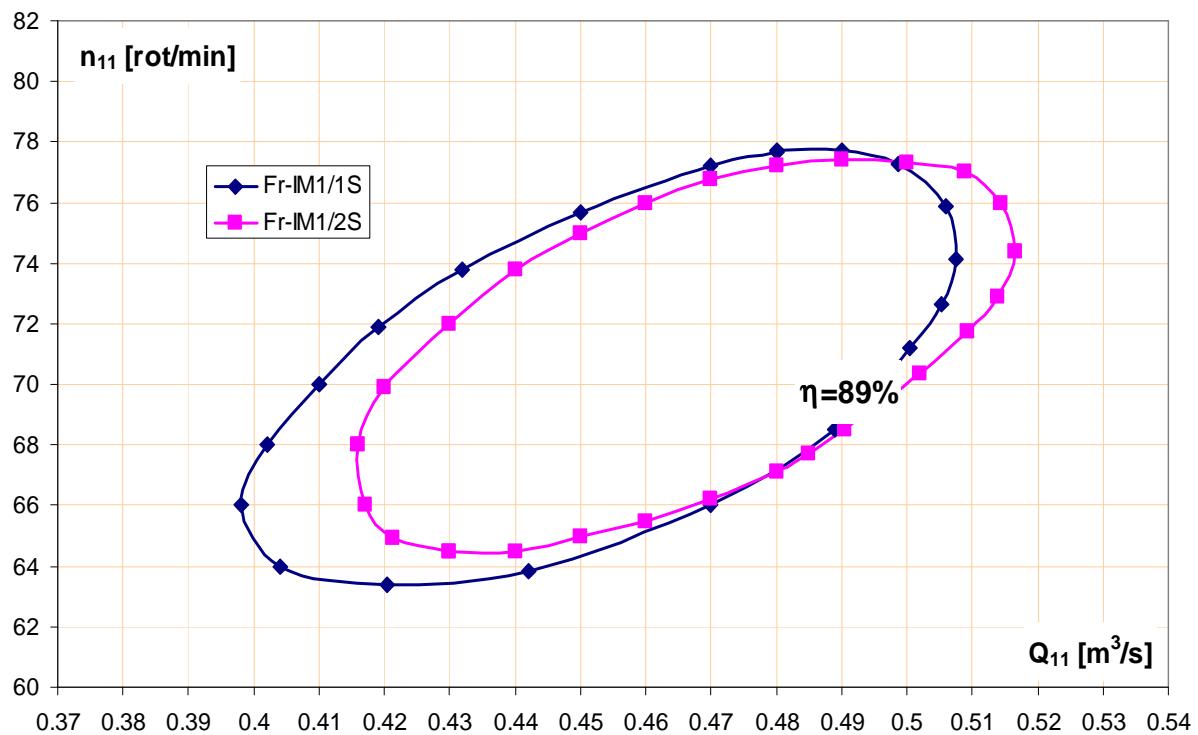


Fig. 5.23 Influența asamblului cameră spirală-stator, asupra caracteristicilor optime ale modelelor –curbe de egal randament

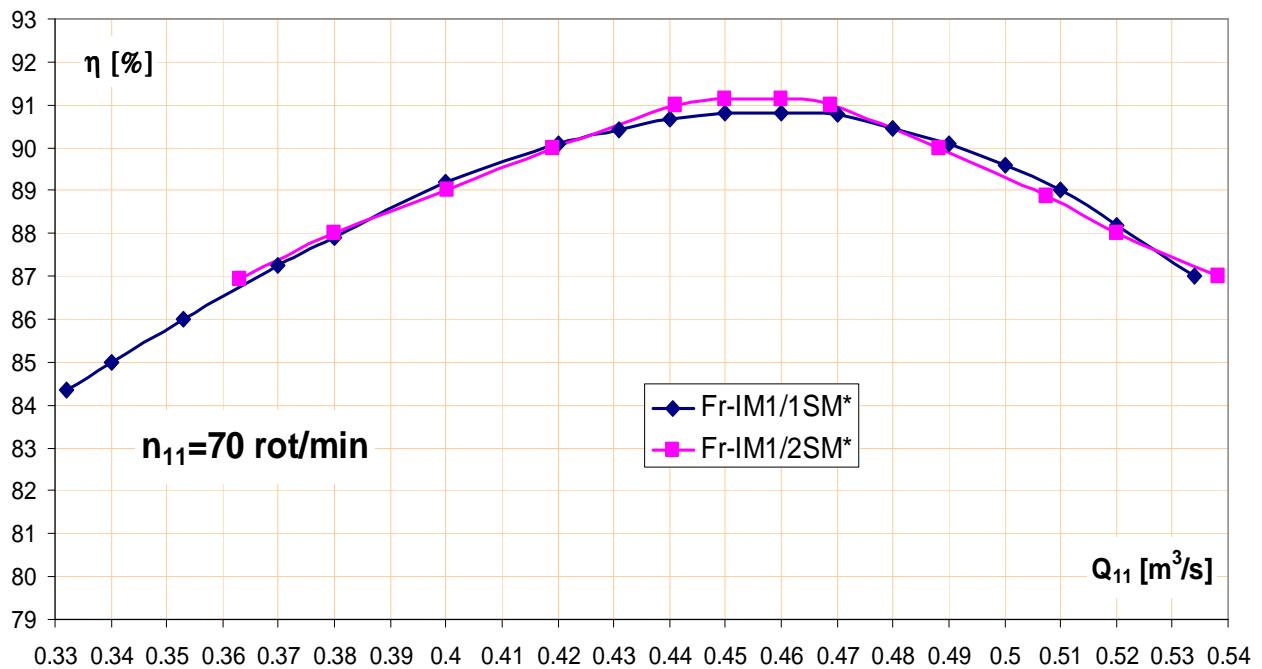


Fig. 5.24 Influența camerei spirale în jurul punctului optim după efectuarea modificărilor – curbele $\eta=f(Q_{11})$

5.3 Cercetări experimentale pe turbina prototip

5.3.1 Probe index la turbinele hidraulice

Cercetările experimentale s-au efectuat pe o centrală echipată cu turbine Francis, figura 5.25 și au constat în probe index pentru expertizarea funcționării hidroagregatului după reparația capitală. Cercetările au fost efectuate prin Centrul de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice (CCHAPT) din cadrul Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor, Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița și au avut drept scop verificarea parametrilor garanți ai hidroagregatului după reparația capitală [27].



Fig. 5.25 Sala mașinilor

Probele index reprezintă totalitatea încercărilor ce se efectuează în centrala hidroelectrică asupra hidroagregatului pentru determinarea debitului și randamentului ca mărimi relative. Probele index intră în categoria metodelor secundare de măsură [24], [25], [26]. Ele sunt utilizate în timpul punerii în funcțiune și exploatarii hidroagregatelor. O valoare index, este o valoare arbitrară, măsurată cu instrumente neetalonate cu metode primare. Spre exemplu randamentul index este calculat din energia hidraulică specifică, putere și debit măsurate cu instrumente neetalonate cu metode primare. Valoarea relativă derivată din valoarea index, rezultă prin raportarea ei la o valoare de același fel luată ca referință.

Ca parte a încercărilor de recepție în centrală, probele index pot fi utilizate în următoarele scopuri:

- determinarea legăturii combinatorice optime (corelația optima dintre unghiul paletelor rotorice și deschiderea paletelor directoare), la turbinele cu dublu reglaj.
- probe suplimentare la încercările de randament în centrală; atunci când metodele primare de măsură dău erori în anumite regimuri de funcționare, ele sunt dublate de teste index; în această situație instrumentele de măsurat debitul index se etalonează prin măsurători de debit în centrală.

Ca probe suplimentare la încercările recepție în centrală, testele index pot fi utilizate la:

- determinarea caracteristicilor de performanță exprimate sub forma valorilor relative de putere, debit, și randament;
- verificarea garanțiilor de putere;
- aprecierea schimbării randamentului și/sau a puterii datorită cavației rezultată din schimbarea energiei potențiale specifice de aspirație și/sau a energiei hidraulice specifice turbinei;
- aprecierea schimbării randamentului și/sau a puterii turbinei rezultată din uzură, reparații, sau modificări; când se utilizează probele index pentru acest scop trebuie să se țină cont de faptul că modificările pot afecta curgerea în secțiunile de măsură;
- optimizarea funcționării centralei cu mai multe unități;
- compararea diagramelor de valori index obținute pe prototip, cu diagramele rezultate pe baza încercărilor pe model.

Printre obiectivele menționate anterior ale probelor index, se regăsește și obiectivul corelat cu tematica tezei, care constă în compararea curbei $Q=f(a_0)$ obținute pe prototip, pentru o cădere constantă, cu curba rezultată pe baza încercărilor pe model transpusă la prototip.

Procedura de măsură pentru efectuarea probelor index, în acord cu prevederea 15.1.3 din SR EN ISO 60041:2003, constă în:

a) operații premergătoare:

- se curăță prizele de presiune Winter – Kennedy în acord cu normele IEC publicația 41;
- se curăță grătarul, dacă este posibil;
- se montează instrumentele de măsură;
- se instalează sistemul de achiziție de date și se racordează cu instrumentele de măsură;
- se etalonează echipamentul de măsură și se controlează punctele de zero ale aparatelor, conform normelor IEC;

- se efectuează achiziții de date pentru controlul funcționării sistemului automat și pentru etalonarea/verificarea funcționării instrumentelor.

b) măsurători:

- măsurările încep de la puterea maximă spre puterea minimă, în caz general, pentru 7 - 10 poziții ale paletelor directoare.
- mărimile măsurate și calculate se prezintă ca în **figura 5.26**.

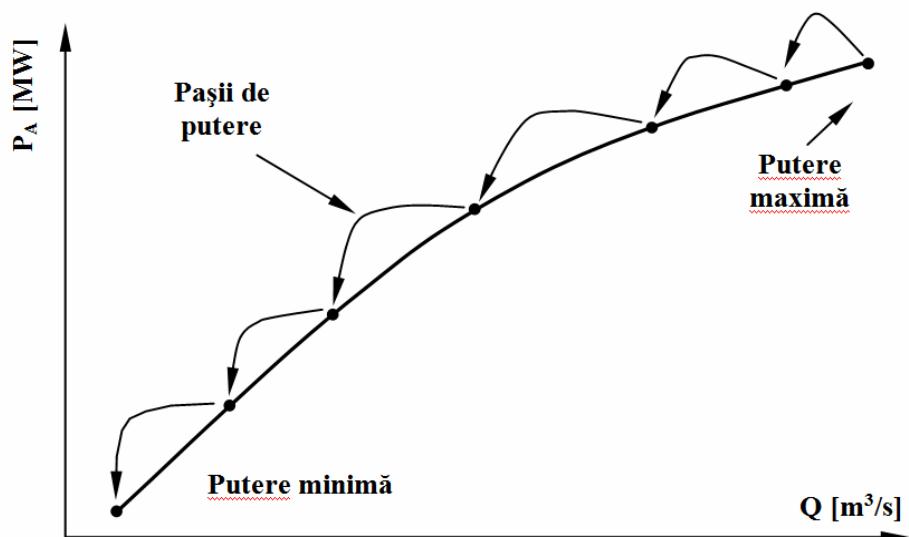


Fig. 5.26. Curba $P_A = f(Q)$ pentru o cădere constantă

5.3.2 Caracteristicile mașinii prototip

Parametrii caracteristici ai turbinei sunt:

Diametrul rotorului la intrare	$D_{le} = 2,6 \text{ m}$
Turația nominală	$n = 428,6 \text{ rot/min}$
Căderea netă maximă	$H_{max} = 350 \text{ m}$
Puterea maximă la căderea maximă	$P_{max} = 78 \text{ MW}$
Căderea netă de calcul	$H_c = 326 \text{ m}$
Puterea maximă la căderea netă de calcul	$P_{max} = 78 \text{ MW}$
Căderea netă minimă	$H_{min} = 250 \text{ m}$
Puterea maximă la căderea netă minimă	$P = 48,5 \text{ MW}$

5.3.3 Mărimi măsurate și instrumente de măsură

Puterea activă, tensiunile și curenții la bornele generatorului au fost măsurate cu o instalație CCHAPT tip VPA323 și VPA 322 – analizor de parametrii electrici și parametrii de proces, prezentat în **figura 5.27**. Caracteristicile tehnice ale echipamentelor sunt prezentate în **tabelul 5.2**:

*Caracteristici tehnice ale echipamentelor pentru
măsurare puterea activă, tensiuni și curenti*

Tab. 5.2

Intrări de măsură	<ul style="list-style-type: none"> ○ 1 analizor de putere trifazat, CA/CC, 100V/600V, 5A; ○ 12 intrări ± 20 mA sau ± 10 V; ○ 10 intrări ± 10 V; ○ 3 intrări de vibrații tip IEPE; ○ 1 intrare turație și referință viteză; ○ Rezoluție 16 biți, rata de eșantionare 25 kS/s/ch, precizie 0,1%.
Alimentare	<ul style="list-style-type: none"> ○ 230/150V – 50 Hz/60 Hz
Intrări/ieșiri digitale	<ul style="list-style-type: none"> ○ 4 intrări tip optocupluri 0 – 24 Vcc pentru vizualizare stare mașină; ○ 4 ieșiri tip optocupluri 0 – 24 Vcc/100 mA cu funcție de avertizare, protecție sau comandă.
Ieșiri analogice	<ul style="list-style-type: none"> ○ 2 ieșiri analogice pentru generare de semnale cu formă, amplitudine și frecvență programabile.
Interfețe	<ul style="list-style-type: none"> ○ USB (comunicare condiționer PC); ○ Ethernet (supraveghere de la distanță prin internet fix); ○ GSM – GPRS (supraveghere de la distanță prin internet mobil).

Nivelul amonte la intrarea în camera spirală a fost măsurat cu un traductor de presiune existent în centrală, montat la cota 265 mdM, prezentat în **figura 5.28**.



Fig. 5.27 Analizor de parametrii electrici și parametrii de proces



Fig. 5.28 Traductor pentru măsurarea nivelului amonte

Caracteristicile tehnice ale traductorului sunt:

- | | |
|-----------------------|---------------|
| ○ Tipul: | GS4003 |
| ○ Domeniul de măsură | 0-60bar |
| ○ Suprapresiunea | 0-80bar |
| ○ Semnalul de ieșire | 4-20mA |
| ○ Modul de transmisie | 2 fire |
| ○ Ofset de zero | <+/-1% FSO |
| ○ Neliniaritate | <+/-0.25% FSO |
| ○ Repetabilitate | <+/-0.1% FSO |

○ Stabilitatea termică de durată	<+/-0.2%FSO/6 luni
○ Tensiunea de alimentare	13-36Vcc
○ Polaritate inversă	protejat
○ Rezistența de sarcină	1150ohmi/36Vcc
○ Scurtcircuit la ieșire	protejat
○ Timpul de răspuns	1.5ms
○ Domeniul de temperaturi de lucru	-20la+800C
○ Efectul termic la zero	<+/-0.03%FSO/0C
○ Sensibilitatea termică	<+/-0.03%FSO/0C
○ Umiditatea de lucru	95% RH
○ Gradul de protecție	IP65

Nivelul aval a fost măsurat cu un traductor tip Rittmeyer de proveniență CCHAPT, montat la cota 265,35 mdM. Caracteristicile tehnice ale traductorului sunt:

○ Tipul	Rittmeyer MPB
○ Domeniul de măsură	0 ÷ 10 m
○ Domeniul minim programabil de măsură	0 ÷ 10 m
○ Domeniul minim programabil de măsură	0 ÷ 20 cm
○ Neliniaritate	<+/-0.5% FS
○ Repetabilitate	<+/-0.1% FS
○ Precizia de măsură	<+/-0.5% FS
○ Tensiune de alimentare	10 ÷ 30 Vcc
○ Semnal de ieșire	4 ÷ 20 mA

Cursa servomotorului aparatului director a fost măsurată cu un traductoare CCHAPT tip TEMPOSONICS, montat pe servomotorul aparatului director, în paralel cu traductorul CHE existent.

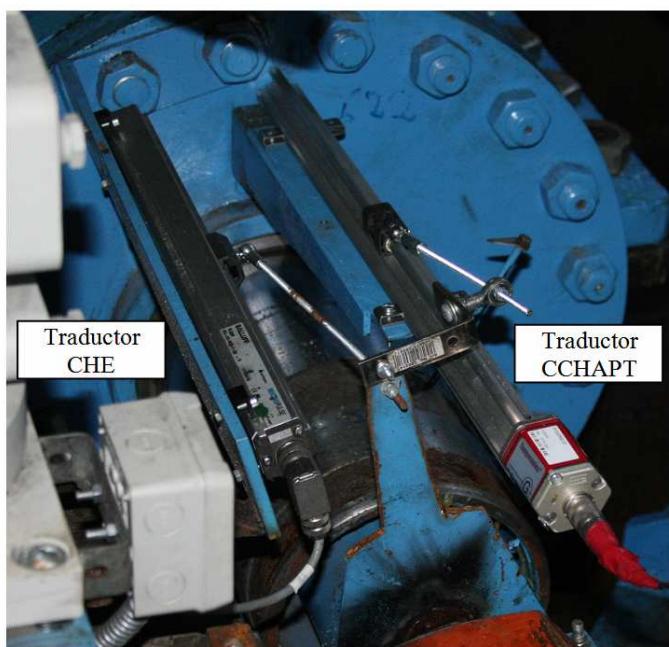


Fig.5.29 Traductor pentru măsurarea cursei servomotorului aparatului director

Caracteristicile tehnice ale traductorului montat sunt:

○ Tipul	Tempsonics GP
○ Domeniul de măsură	0 ÷ 500 mm
○ Domeniul minim programabil de măsură:	
■ Analog	50 ÷ 2500 mm
■ Digital	50 ÷ 5000 mm
○ Rezoluție:	
■ Analog	infinnit
■ Digital(Start/Stop):	0,1 mm; 0,01; 0,005 mm
○ Neliniaritate	<± 0,02 % F.S.
○ Repetabilitate	<+-0.001% FS
○ Histerezis	< 4 µm
○ Precizia de măsură	<+-0.5% FS
○ Tensiune de alimentare	0...10 V; 10...0 V; -10...+10 V, +10...-10 V
○ Semnal de ieșire	0/4...20 mA; 20...4/0 mA
○ Protecție	Profile: IP 65, Rod: IP 67, IP 68

Diferența de presiune Winter – Kennedy a fost măsurată cu un traductor tip Siemens SITRANS P de proveniență CCHAPT, prezentat în **figura 5.30**. Caracteristicile tehnice ale traductorului sunt:

○ Tipul	Siemens SITRANS P 7MF4433-1DA02-1AA1-Z
○ Domeniul de măsură	0 – 300 mBar
○ Presiune absolută	8,3 mbar-160 bar
○ Presiune diferențială	1-20 mbar
○ Suprapresiunea	0-160bar
○ Semnalul de ieșire	4-20mA
○ Modul de transmisie	2 fire
○ Tensiunea de alimentare	10,5-30Vcc
○ Polaritate inversă	protejat
○ Scurtcircuit la ieșire	protejat
○ Timpul de răspuns	0,2s
○ Domeniul de temperaturi de lucru	-20la+1000C
○ Gradul de protecție	IP65.

Presiunile în conductă forțată au fost măsurate cu traductoare de proveniență CCHAPT, prezentate în **figura 5.31**.

○ Tipul:	GS4003
○ Domeniul de măsură	0-100 bar
○ Suprapresiunea	0-200 bar
○ Semnalul de ieșire	4-20mA
○ Modul de transmisie	2fire
○ Ofset de zero	<+-1%FSO
○ Neliniaritate	<+-0.25%FSO
○ Repetabilitate	<+-0.1%FSO

○ Stabilitatea termică de durată	<+-0.2%FSO/6 luni
○ Tensiunea de alimentare	13-36Vcc
○ Polaritate inversă	protejat
○ Rezistența de sarcină	1150 ohmi/36Vcc
○ Scurtcircuit la ieșire	protejat
○ Timpul de răspuns	1.5 ms
○ Domeniul de temperaturi de lucru	-20 la +800°C
○ Efectul termic la zero	<+-0.03%FSO/0C
○ Sensibilitatea termică	<+-0.03%FSO/0C
○ Umiditatea de lucru	95% RH
○ Gradul de protecție	IP65



Fig. 5.30 Traductor pentru măsurarea presiunii diferențiale

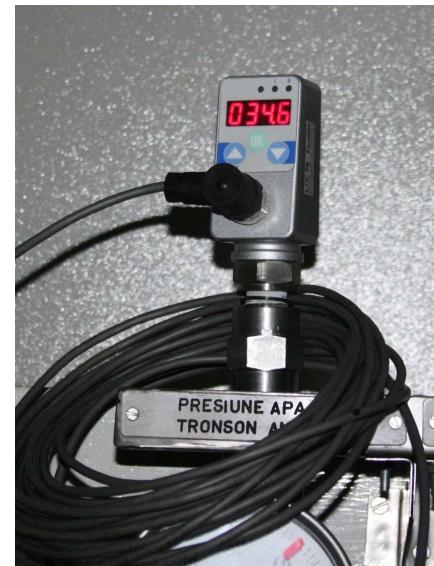


Fig. 5.31 Traductor pentru măsurarea presiunii în conductă forțată

Turația hidrogeneratorului a fost măsurată cu un senzor laser de turație, de tipul QS30LDQ, 120000 rpm, 2 m distanță de sesizare, produs de Banner, prezentat în figura 5.32. Caracteristicile tehnice ale traductorului sunt:

○ Model:	Banner QS30LDQ
○ Domeniul de măsură	0-120000 rpm
○ Semnalul de ieșire	4-20mA
○ Tip laser	Clasa 1
○ Tipul de răspuns	500 µs
○ Repetabilitate	70 µs
○ Modul de transmisie	2 fire
○ Protecții	la polaritate inversă, supratensiune și scurtcircuit.

Presiunea de acționare pe o față a pistonului servomotorului aparatului director a fost monitorizată prin intermediul unui traductor de proveniență CCHAPT montat pe același piston al

servomotorului pe care a fost montat și traductorul pentru măsurarea cursei și este prezentat în figura 5.33. Caracteristicile tehnice ale traductorului sunt:

○ Tipul:	GS4003
○ Domeniul de măsură	0-40 bar
○ Suprapresiunea	0-80 bar
○ Semnalul de ieșire	4-20mA
○ Modul de transmisie	2fire
○ Ofset de zero	<+-1%FSO
○ Neliniaritate	<+-0.25%FSO
○ Repetabilitate	<+-0.1%FSO
○ Stabilitatea termică de durată	<+-0.2%FSO/6 luni
○ Tensiunea de alimentare	13-36Vcc
○ Polaritate inversă	protejat
○ Rezistența de sarcină	1150 ohmi/36Vcc
○ Scurtcircuit la ieșire	protejat
○ Timpul de răspuns	1.5 ms
○ Domeniul de temperaturi de lucru	-20 la +800°C
○ Efectul termic la zero	<+-0.03%FSO/0C
○ Sensibilitatea termică	<+-0.03%FSO/0C
○ Umiditatea de lucru	95% RH
○ Gradul de protecție	IP65



Fig. 5.32 Traductor de turatie



Fig. 5.33 Traductor pentru măsurarea presiunii pe de acționare pe o față a pistonului servomotorului aparatului director

5.3.4 Constante. Nivele de referință. Suprafete de control. Mărimi calculate.

Temperatura apei a fost de 11°C. La această temperatură, densitatea apei este de:

$$\rho = 999,6 \text{ kg/m}^3$$

Accelerația gravitațională este egală cu:

$$g = 9,8071 \text{ m/s}^2$$

Nivelul amonte de turbină, la intrarea în camera spirală unde este plasat traductorul de presiune este $Z_i = 265$ mdM.

Nivelul aval de turbină, la ieșire din tubul de aspirație, la care a fost plasat traductorul de nivel este $Z_e = -274,35 - 8,9 + z_{av}$ măsurat în metri, unde z_{av} este indicația traductorului.

Pentru calculul căderii este necesară cunoașterea secțiunilor de intrare și ieșire din turbină:

- secțiunea de intrare în camera spirală: $S_i = 2,5447 \text{ m}^2$
- secțiunea de ieșire din tubul de aspirație: $S_e = 13,91348 \text{ m}^2$.

Mărimile calculate rezultă din tabelul 5.3:

Mărimi calculate

Tab. 5.3

Cădere netă	$H_n = \left(\frac{p_i}{\gamma} + \frac{v_i^2}{2g} + z_i \right) - \left(\frac{p_e}{\gamma} + \frac{v_e^2}{2g} + z_e \right)$	(5.1)
	$H_n = z_i - z_e + \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{S_i^2} - \frac{1}{S_e^2} \right) + \frac{p_i}{\gamma} - \frac{p_e}{\gamma}$	(5.2)
	$H_n = z_i - z_e + 7,6099 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2 + \frac{p_i}{\gamma} - \frac{p_e}{\gamma}$	(5.3)
Puterea hidraulică a turbinei (se neglijază pierderile mecanice ale turbinei)	$P_T = \rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q \cdot \eta_h = \frac{P_A}{\eta_G}$	(5.4)
Randamentul turbinei	$\eta_T = \eta_h = \frac{P_T}{\rho \cdot g \cdot H_n Q}$	(5.5)

Din pașaportul cu măsurătorile efectuate de către beneficiar, s-a determinat legătura dintre cursa servomotorului aparatului director S_{AD} și deschiderea paletelor directoare a_o , conform tabel 5.4 și figura 5.34.

Cursa servomotorului aparatului director S_{AD} funcție de deschiderea paletelor directoare a_o

Tab. 5.4

S_{AD} [mm]	9	60	102	150.5	200	251	294.8	336.5
a_o [mm]	0.3	20	38	62	91	127	151	180

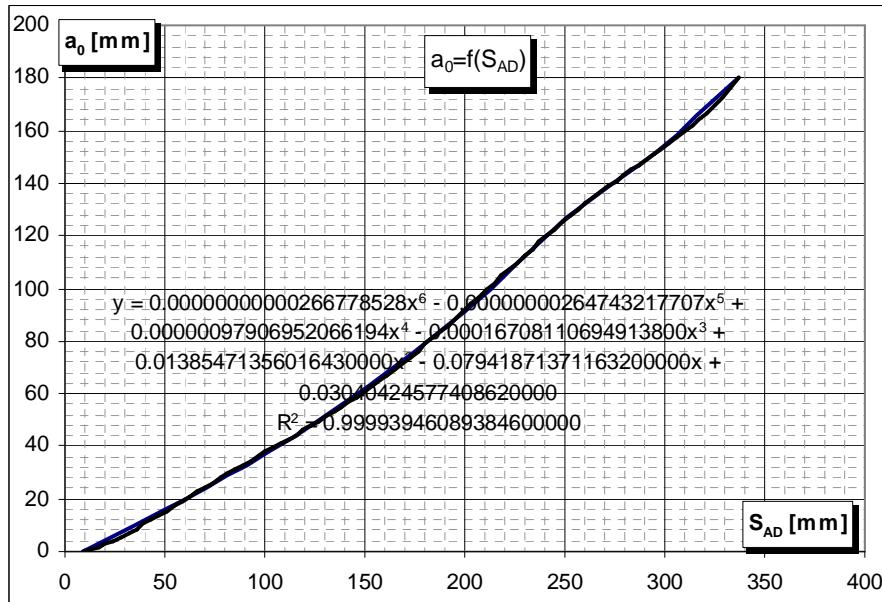


Fig. 5.34 Cursa servomotorului aparatului director S_{AD} funcție de deschiderea paletelor directoare a_0

5.3.5 Rezultate experimentale

Din măsurările pe model prin transpunere la prototip a rezultat diagrama de exploatare a prototipului din figura 5.35. Prin intersecția acestei diagrame cu căderea constantă $H=336.5$ m, rezultă valorile din tabelul 5.5.

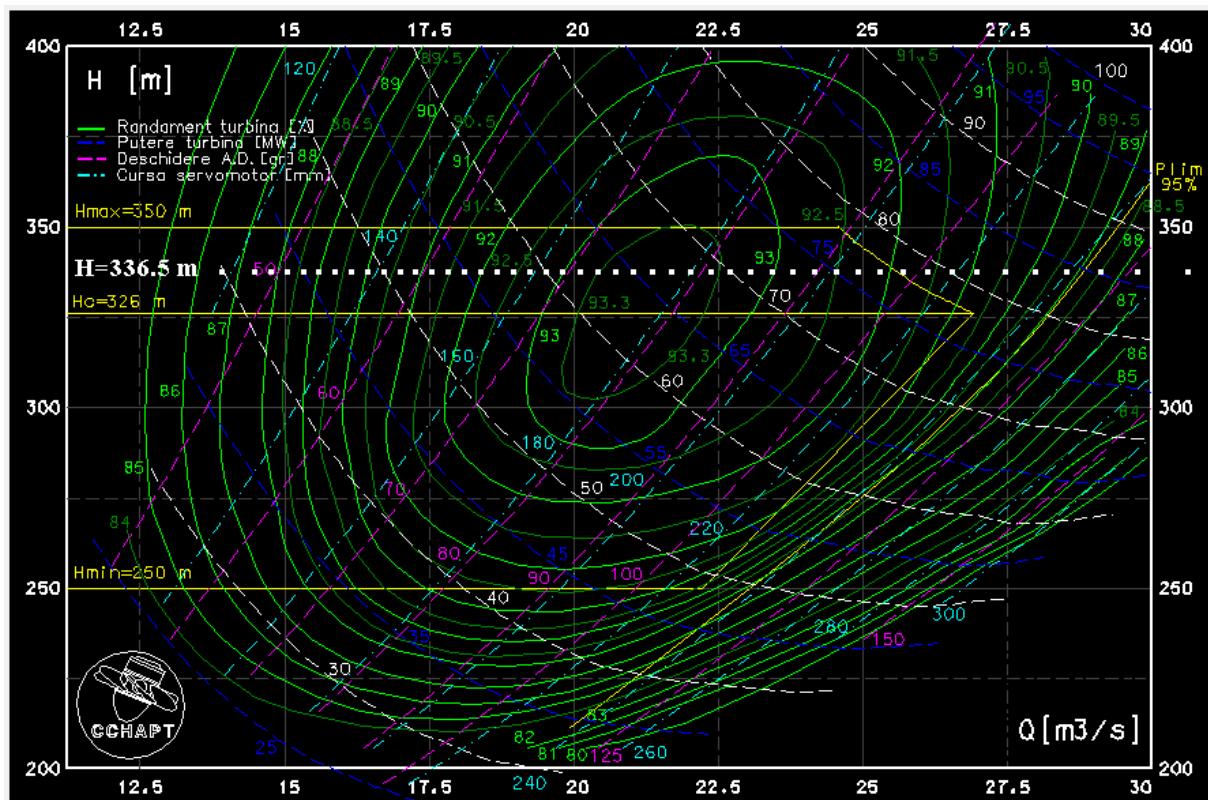


Fig. 5.35 Diagrama de exploatare a prototipului

*Valori rezultate din intersecția diagramei de exploatare a
prototipului cu cădere constantă $H=336.5\text{ m}$*

Tab. 5.5

Nr.crt.	H [m]	Q [m ³ /s]	P _T [MW]	η [%]	a _o [mm]	S [mm]
1	336.45	13.99503	40	86.70063	46.33049	119.2792
2	336.45	14.5602	42	87.51841	48.6393	123.9503
3	336.45	14.8363	43	87.92353	49.76678	126.2082
4	336.45	15.11396	44	88.32644	50.89747	128.4531
5	336.45	15.39147	45	88.72187	52.02611	130.6796
6	336.45	15.66615	46	89.08541	53.14118	132.8653
7	336.45	15.94154	47	89.41967	54.2555	135.0337
8	336.45	16.22126	48	89.76241	55.383	137.212
9	336.45	16.50248	49	90.10666	56.51165	139.3775
10	336.45	16.78174	50	90.41357	57.62716	141.5028
11	336.45	17.05988	51	90.68982	58.73235	143.5941
12	336.45	17.33902	52	90.97478	59.83561	145.6678
13	336.45	17.61912	53	91.27174	60.93882	147.7281
14	336.45	17.89819	54	91.5494	62.03593	149.7645
15	336.45	18.17748	55	91.80326	63.13318	151.7882
16	336.45	18.4586	56	92.0493	64.23901	153.8151
17	336.45	18.73966	57	92.28681	65.34818	155.8366
18	336.45	19.02023	58	92.50794	66.46076	157.8525
19	336.45	19.30506	59	92.71635	67.59747	159.8993
20	336.45	19.59214	60	92.88446	68.75283	161.9668
21	336.45	19.88403	61	93.04826	69.94015	164.0782
22	336.45	20.18136	62	93.21052	71.16556	166.2435
23	336.45	20.48315	63	93.32253	72.4289	168.4604
24	336.45	20.79107	64	93.3886	73.73948	170.7442
25	336.45	21.1056	65	93.43274	75.10206	173.1021
26	336.45	21.42623	66	93.45111	76.51718	175.5339
27	336.45	21.75403	67	93.43459	77.99201	178.0506
28	336.45	22.08981	68	93.39098	79.53409	180.6636
29	336.45	22.43205	69	93.32145	81.14036	183.366
30	336.45	22.77944	70	93.22046	82.80957	186.1552
31	336.45	23.13365	71	93.10858	84.55438	189.05
32	336.45	23.49466	72	92.98281	86.38158	192.0594
33	336.45	23.85767	73	92.82328	88.27024	195.1469
34	336.45	24.22706	74	92.65246	90.24588	198.3496
35	336.45	24.60485	75	92.47304	92.32152	201.6863
36	336.45	24.98674	76	92.27614	94.47287	205.1142
37	336.45	25.37541	77	92.05489	96.70852	208.6461
38	336.45	25.77169	78	91.81358	99.03226	212.2886
39	336.45	26.17963	79	91.54795	101.4637	216.0746
40	336.45	26.60229	80	91.22438	104.0329	220.0498
41	336.45	27.04473	81	90.84458	106.7829	224.2841
42	336.45	27.52147	82	90.38575	109.8412	228.9706
43	336.45	28.04128	83	89.80751	113.5371	234.5862

Valori rezultate din intersecția diagramei de exploatare a prototipului cu cădere constantă $H=336.5\text{ m}$

Tab. 5.5

Nr.crt.	H [m]	Q [m ³ /s]	P _T [MW]	η [%]	a _o [mm]	S [mm]
44	336.45	28.59288	84	89.13147	117.6802	240.8285
45	336.45	29.18723	85	88.34931	122.1722	247.5544
46	336.45	29.82328	86	87.48712	127.0513	254.8618
47	336.45	30.70943	87	85.95189	134.2878	265.7009
48	336.45	31.62986	88	84.40042	142.5272	278.0875
49	336.45	33.4563	88	79.80516	161.4547	307.1482

Probele index au fost efectuate la aceeași cădere constantă. Din măsurătorile înregistrate în probele index au fost extrase numai valorile măsurate pe prototip pentru mărimile: cădere H, deschidere aparat director a_o și debit turbinat Q, conform **tabelului 5.6**.

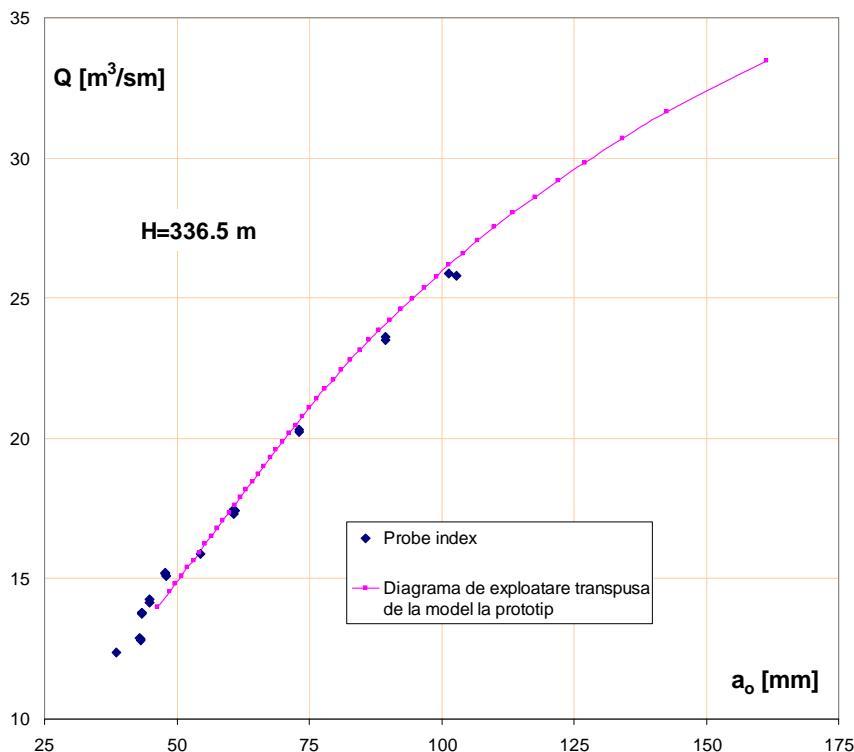
Valorile măsurate pe prototip

Tab. 5.6

H [m]	a _o [mm]	Q [m ³ /s]	H [m]	a _o [mm]	Q [m ³ /s]
334.581	54.519	15.879	337.99	38.675	12.385
336.763	47.958	15.113	333.515	60.83	17.321
337.776	47.905	15.21	338.214	60.866	17.447
337.528	47.86	15.188	337.307	60.923	17.406
337.579	44.838	14.163	334.265	73.05	20.225
337.704	44.81	14.251	336.863	73.188	20.321
337.64	43.461	13.77	335.505	89.475	23.635
337.856	43.409	13.81	334.642	89.538	23.525
337.459	42.979	12.868	334.152	102.772	25.8
338.258	43.127	12.842	333.787	101.289	25.86
338.126	43.189	12.79			
Cădere medie		336.5			

Compararea curbei $Q=f(a_o)$ obținute pe prototip, pentru o cădere constantă, cu curba rezultată pe baza încercărilor pe model transpusă la prototip, este prezentată în **figura 5.36**.

Din **figura 5.36** rezultă coincidența curbelor, în limita unor abateri, rezultate din faptul că erorile măsurătorilor din centrală sunt mai mari decât erorile măsurătorilor de pe model, iar transpunerea la prototip se face în baza unui algoritm matematic. Graficul din **figura 5.36** confirmă similitudinea modelului cu prototipul prin suprapunerea curbelor $Q=f(a_o)$, la căderea analizată.



*Fig. 5.36 Compararea
curbei $Q=f(a_0)$ obținute pe
prototip, pentru o cădere
constantă, cu curba
rezultată din diagrama de
exploatare*

5.4 Concluzii

Acest capitol prezintă rezultatele cercetărilor experimentale efectuate pe modele, precum și pe un prototip de turbină Francis.

Cercetările pe modele au fost efectuate în același traseu hidraulic și au urmărit determinarea influenței componentelor: aparat director, stator respectiv cameră spirală, asupra caracteristicilor energetice ale modelelor. Modificările au fost aplicate numai componentelor menționate anterior, iar după fiecare modificare s-a efectuat încercarea modelului în scopul evidențierii efectului modificărilor aplicate.

Referitor la influența profilării paletelor aparatului director a rezultat că, la deschideri a_0 mai mari și turații n_{11} mai mari, paletele simetrice realizează unghiuri de incidență pozitive care sunt mai mari decât la cele asimetrice pozitive, iar randamentele, în primul caz, sunt mai bune.

Influența statorului la modificarea poziției unghiulare a paletelor s-a concretizat prin creșteri de randament 0,6% ÷ 1% în punctul optim.

Influența camerei spirale, din punctul de vedere al randamentului, nu a fost semnificativă pentru camerele spirale analizate.

Măsurările de tip probe index efectuate pe un prototip echipat cu turbine Francis comparate cu valorile extrase din diagrama de exploatare, a evidențiat coincidența curbelor, $Q=f(a_0)$, la căderea analizată, ceea ce confirmă similitudinea modelului cu prototipul.

Cap. 6 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR

6.1 Concluzii finale

Teza de doctorat reprezintă o cercetare teoretică și experimentală axată pe următoarele componente ale turbinelor hidraulice: cameră spirală, stator și aparat director.

În capitolul 3 al tezei se dezvoltă un algoritm original pentru calculul cinematicii aparatelor directoare pentru profile simetrice și asimetrice. Mărimele caracteristice ale acestor profile, particularizate pentru un număr limitat de palete directoare, s-au normalizat prin multiplicare cu numărul de palete Z_o respectiv împărțire cu diametrul caracteristic al aparatului director D_o . Astfel se obțin elemente caracteristice ale profilului generator independente de Z_o respectiv D_o , mărimi care sunt utilizate pentru a genera profile pentru orice un număr de palete directoare respectiv diametru de aparat director. După analiza unor parametrii specifici de proiectare: condiția de închidere, teșiturile de pe intradosul profilului, unghiul δ , se transpun coordonatele profilului într-un sistem de referință global, pentru a elabora metodologia de calcul a caracteristicii aparatului director $a_o=f(\alpha)$. În continuare s-au elaborat relațiile de calcul pentru calculul cinematicii aparatului director, sub forma dependenței dintre cursa servomotorului S și deschiderea aparatului director a_o .

Pe baza acestui algoritm, s-a elaborat programul „*Cinematica AD*” în limbajul Python, program care a fost verificat pentru mai multe seturi de date de intrare pentru profile simetrice și asimetrice. Rezultatele oferite de program au fost comparate cu curbe experimentale și curbe rezultate grafic din SolidWorks. În final se prezintă interfața și rezultate ale programului.

Capitolul 4 este rezultatul unor contracte de cercetare derulate pe baza cerințelor beneficiarului S.C. Hydro Engineering S.A., în vederea oferirii de soluții concrete pentru componente ale unor turbine hidraulice aflate în curs de proiectare: cameră spirală, stator, componente pentru care s-a urmărit determinarea comportării din punct de vedere al rezistenței a unor variante de soluții constructive. Calculele au fost efectuate prin intermediul mai multor programe de analiză cu element finit: Cosmos, modulul de analiza Stress Analysis integrat în programul Autodesk Inventor, modulul Simulation integrat în programul SolidWorks.

Capitolul 5 este axat pe cercetări experimentale pe modelele de turbină, precum și pe un prototip industrial echipat cu turbine Francis. Cercetările pe modele au fost derulte pe standul de încercări experimentale pe modele de turbine al S.C. Hydro Engineering Reșița. Scopul acestor experimentări a fost de a determina influența subansamblurilor: aparat director, stator, cameră

spirală respectiv rotor, asupra caracteristicilor energetice ale modelului. Încercările au fost efectuate în același traseu hidraulic. Asupra componentelor s-au aplicat modificări de geometrie, iar după fiecare modificare s-a reluat încercarea modelului în scopul evidențierii efectului modificărilor aplicate. În urma acestor cercetări s-a cuantificat influența acestor componente asupra randamentului modelelor.

Măsurătorile de tip probe index efectuate pe un prototip echipat cu turbine Francis comparate cu valorile extrase din diagrama de exploatare, a evidențiat coincidența curbelor, $Q=f(a_o)$, la căderea analizată, ceea ce confirmă similitudinea modelului cu prototipul. Măsurătorile au fost efectuate prin Centrul de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice (CCHAPT) din cadrul Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor, Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.

6.2 Contribuții personale

Ca rezultat al studiului bibliografic, al cercetărilor teoretice și experimentale efectuate în cadrul tezei, se pot evidenția următoarele contribuții personale:

- ✓ realizarea unei sinteze a materialului bibliografic care a urmărit:
 - o incursiune în istoria turbinelor hidraulice;
 - clasificarea și descrierea părților componente ale turbinelor hidraulice;
 - descrierea instrumentelor software utilizate în analiza și proiectarea asistată de calculator;
 - o explorare a stadiului actual privind analize de curgere a fluidelor în componente ale turbinelor hidraulice;
- ✓ normalizarea prin multiplicare cu numărul de palete Z_o respectiv împărțire cu diametrul caracteristic al aparatului director D_o a mărimilor caracteristice ale profilelor simetrice ale aparatului director;
- ✓ normalizarea prin multiplicare cu numărul de palete Z_o respectiv împărțire cu diametrul caracteristic al aparatului director D_o a mărimilor caracteristice ale profilelor asimetrice ale aparatului director;
- ✓ concepție metodologie originală de calcul a caracteristicii aparatului director $a_o=f(\alpha)$;
- ✓ concepție metodologie originală de calcul cinematicii aparatului director $a_o=f(S)$;
- ✓ determinarea unor relații de calcul originale a deschiderii aparatului director a_o funcție de unghiul de dispunere a paletei α și de diametrul caracteristic D_o , pentru profile simetrice particularizate pentru 20, 24 și 32 palete (**relațiile 3.67 ÷ 3.69**) respectiv pentru profile

asimetrice particularizate pentru 16 și 24 palete (relațiile 3.96, 3.97); aceste relații au aplicabilitatea imediată în proiectarea aparatelor directoare;

- ✓ concepție program original „*Cinematica AD*” în limbajul Python, pentru calculul mărimilor caracteristice ale profilelor și a caracteristicilor $a_o=f(\alpha)$ și $a_o=f(S)$, aplicabil pentru profile simetrice și asimetrice; acest program are aplicabilitatea imediată în proiectarea aparatelor directoare;
- ✓ verificarea rezultatelor programului „*Cinematica AD*” pentru diverse seturi de date de intrare cu rezultate obținute grafic sau în SolidWorks, verificare care a confirmat corectitudinea rezultatelor și a validat programul de calcul;
- ✓ analize structurale pe diverse geometrii de camere spirale și stator, efectuate prin intermediul mai multor programe de analiză cu element finit și studiul influenței asupra rezistenței la modificari geometrice și constructive ale camerei spirale și statorului: grosimea virolelor, geometria statorului, a grosimii și numărului nervurilor, a închiderii camerei spirale, reducerea lungimii coloanelor statorice;
- ✓ cercetări experimentale pe diverse configurații de modele, pentru determinarea influenței componentelor: aparat director, stator, cameră spirală și rotor asupra caracteristicilor energetice ale modelelor; din aceste cercetări au rezultat concluzii care vor eficientiza proiectarea acestor componente;
- ✓ cercetări experimentale de tip probe index efectuate pe un prototip echipat cu turbine Francis, care au confirmat similitudinea modelului cu prototipul.

6.3 Direcții viitoare de cercetare

Direcțiile viitoare de cercetare vizate de către autor sunt următoarele:

- ✓ simulări numerice de curgere pe aparat director, stator, cameră spirală, rotor, utilizând programe specializate CFD;
- ✓ extinderea programului „*Cinematica AD*” și pentru calculul programat al camerei spirale, al profilelor statorului;
- ✓ cercetări experimentale pe configurații de modele, pentru determinarea influenței componentelor: aparat director, stator, cameră spirală și rotor asupra caracteristicilor cavitационale ale modelelor;
- ✓ cercetări suplimentare de tip probe index efectuate pe prototipuri echipate cu turbine Kaplan.

6.4 Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de conferințe naționale și internaționale în domeniul ingineriei mecanice. În urma participării la aceste activități științifice în cadrul cărora am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 7 lucrări publicate în proceedings-uri sau în reviste (2 BDI, 3 conferințe BDI, 2 conferințe naționale) după cum urmează:

1. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., **Daia D.**, *Numerical behavior reproduction of a truss structure and beam, subjected to concentrated load*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XVII, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2010.
2. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., **Daia D.**, Pop F. M., Avasiloaie R. C., *The Aerodynamic Force Calculus for a Plate Immersed in a Uniform Air Stream Using SolidWorks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 98÷103, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011.
3. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., **Daia D.**, Pop F. M., Avasiloaie R. C., *The Hydrodynamic Characteristics Calculus for Isolated Profile Go428 using Solidworks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 92÷97, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011.
4. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., **Daia D.**, Pop F. M., Avasiloaie R. C., *Calculul forței aerodinamice și distribuției de presiuni pentru un coș vertical*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 269÷276, ISSN 2067-7138, București, 2011.
5. Nedelcu D., Nedeloni M. D., **Daia D.**, *The Kinematic and Dynamic Analysis of the Crank Mechanism with SolidWorks Motion*, Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on SIGNAL PROCESSING, COMPUTATIONAL GEOMETRY and ARTIFICIAL VISION (ISCGAV '11), pag. 245÷250, ISBN: 978-1-61804-027-5, Florence, 23-25.04.2011.
6. Nedelcu D., Nedeloni M. D., **Daia D.**, Florea D., *Studiul numeric al concentratorului de tip racordare pentru o placă de secțiune dreptunghiulară supusă solicitării de întindere*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XII, vol. 21, pag. 613÷620, ISSN 2067-7138, București, 2012.
7. **Daia D.**, Nedelcu D., *Determine The Correlation Between Wicket Gates Angles and Servomotors Strokes for asymmetric hydrofoil*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2013.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Ancușă V., Mecanica fluidelor și mașini hidraulice – Volumul II, 1980.
- [2] Anton I., Turbine Hidraulice, Editura Facla, Timișoara, România, 1979.
- [3] Anton, I., Cavitația, Editura Academiei Române, București, 1985, vol. II, Cap. 7.
- [4] Anton I., Câmpian, C.V., Carte I, Hidrodinamica turbinelor bulb și a turbinelor-pompe bulb, Editura Tehnică, București, 1988.
- [5] Anton L.E., Baya A., Mașini și echipamente hidromecanice, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001.
- [6] Anton, Viorica, Cercetări experimentale privind influența geometriei unor rețele de profile asupra caracteristicilor lor energetice și cavitationalne, Teza de doctorat, Institutul Politehnic “Traian Vuia” Timișoara, 1972.
- [7] Avellan F., Dupont P., Farhat M., Gindroz B., Henry P., Hussain M., Experimental flow study of the GAMM turbine model. In Sottas G. and Ryhming I.L., (eds.), 3D-computation of incompressible internal flows, NNF M 39, pp. 33-53, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1993.
- [8] Avellan F. Pedretti C. Tomas L. Ferrando L., Kueny JL., Surface parametrization of a francis runner turbine for optimum design, Proceedings of the XXIIInd IAHR Symposium on Hydraulic Turbomachinery and Systems, 2004.
- [9] Ahmed Alnaga, Jean-Louis Kueny, Optimal Design of Hydraulic Turbine Distributor, National Polytechnical Institute of Grenoble, France, ISSN: 1790-5087, Issue 2, Volume 3, April 2008,
- [10] Althaus, D., Wortmann, F.X., Stuttgarter Profilkatalog I. Experimental Results from the Laminar Wind Tunnel of the Institut für Aero- und Gasdynamic de Universität Stuttgart, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, 1981.
- [11] Alex Guedes, Jean-Louis Kueny, Gabriel Dan Ciocan, François Avellan, Unsteady rotor-stator analysis of a hydraulic pump-turbine – CFD and experimental approach, 21st IAHR Symposium September 2002, Lausanne
- [12] Bottaro A., Drotz A., Gamba P., Sottas G., Neury C., Euler Simulation of Flow in a Francis Distributor and Runner. In Sottas G. and Ryhming I.L., (eds.), 3D-computation of incompressible internal flows, NNF M 39, pp. 93-100, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1993.
- [13] Balay, S., Buschelman, K., Eijkhout, V., Gropp, W., Kaushik, D., Knepley, M., Curnman McInnes, L., Smith, B., Zhang, H., PetSc Users Manual, Argonne National Laboratory, ANL-95/11, Revision 2.2.1, 2004.

[14] Balint, D., Susan-Resiga, R., Numerical investigation of a NACA65 series low speed compressor cascade, Buletinul Științific al Univ. Politehnica Timișoara, Seria Mecanică, Tom 45(59), pp. 7-14, 2000.

[15] Balint D., Resiga R., Muntean S. (2003) A numerical approach for the 3D flow in Kaplan turbines. Proceedings of the International Conference on CSHS03, Belgrade

[16] Berhanu Mulu Geberkiden, Effects of Inlet Boundary Conditions of Spiral Casing Simulation, Luleå University of Technology, Master thesis, Sweden, 2007.

[17] Bellet L., Parkinson E., Avellan F., Cousot T., Laperrousaz E. (1996) A decision aid system for hydraulic power station refurbishment procedure. Proceedings of the 18th IAHR Symposium, Valencia

[18] Bouchet-Poueymirou D., Tribes C., Trepanier J.Y., Vu T. (2004) Hydrodynamic optimization in rehabilitation project. Proceedings of the 22nd IAHR Symposium, Stockholm

[19] Bovet TH., Distributor of hydraulic turbine, publication N°114, Lausanne 1970.

[20] Carte, I.N., Contribuții la studiul rețelelor de profile radial-axiale și utilizarea lor în proiectarea rotorilor de turbine Francis, Teza de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1986.

[21] Câmpian C.V., Curs general de turbopompe, Editura Eftimie Murgu, ISBN 973-99416-8-0, Reșița, 2000.

[22] Câmpian C.V., Turbine hidraulice de mică putere și microturbine. Principii de funcționare. Soluții constructive, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 973-638-036-X, Timișoara, 2003.

[23] Câmpian C. Viorel, Nedelcu D., Lăcătușu T., Determine the correlation between wicket gates angles and servomotors strokes of the Iron Gate I hydropower plant, SYROM 2001 - Eighth IFTOMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms – Proceedings Vol. III, Bucuresti, 28.VIII – 01.IX, pag 109÷114, 2001.

[24] Câmpian C. Viorel, Nedelcu Dorian, The results from index tests performed on the Kaplan turbines, Proceedings of the International Conference: Clasic and Fashion in Fluid Machinery, October, 18-20, Belgrade, Yugoslavia-Serbia, pp 35-44, 10 pg, 2002, ISBN 86-7083-451-0.

[25] Câmpian C. Viorel, Nedelcu Dorian, Determine the turbines performances of the Iron Gates I hydro power station before rehabilitation using index tests, The Proceedings of the Fifth International Conference on HYDRAULIC MACHINERY AND HYDRODYNAMIC, Vol. I, Timișoara, 18-20 octombrie, pp 59-66, 8 pg, 2000.

[26] Cuzmoș Adrian, Dumbravă Cosmin, Câmpian Constantin Viorel, Nedelcu Dorian, Index tests performed on a Francis turbine from HPP Ruieni, Analele Universitatii "Eftimie Murgu" Resita Fascicola de Inginerie Anul XV, Nr. 1, ISSN 1453-7394, pp 119-124, 6 pg, 2008, Revista categoria B+ cod CNCSIS 330, http://www.uem.ro/biblioteca/reviste_uemr/a_fir.html.

[27] CCHAPT, Raport de cercetare U-10-400-299, iulie 2010.

[28] CCHAPT, Raport de cercetare U-10-400-300, iulie 2010.

[29] CCHAPT, Raport de cercetare U-10-400-301, iulie 2010.

[30]CCSITEH, Raport de cercetare, Contract1825.

[31] Chang, I.-C., Torres, F.J., Tung, C., Geometric Analysis of Wing Sections, NASA Technical Memorandum 110346, 1995.

[32]Chen, W. L., Lien, F. S., Leschziner, M.: A Computational Modeling of Turbulent Flow in Turbomachine Passage with Low-Re Two-equation Models, Computational Fluid Dynamics, Wiley & Sons Ltd., 1994.

[33]Copaci I., Jurchescu F., Mureșan Ş., Soluții de proiectare aplicate la lucrările de menenanță de nivel 4 (LN4) cu modernizare efectuate asupra unei turbine hidraulice Kaplan, INTERFEȚE – Lucrările Simpozionului național Think-Hydro 2011, 2-4 noiembrie 2011.

[34]Cogălniceanu D., Ecologie si protecția mediului, Ministerul Educației și Cercetării, ISBN 978-973-0-04811-7, 2007

[35] Daniel Balint, Sebastian Muntean, Romeo Susan-Resiga,Sandor Bernad, Swirling flow optimization in the spiral case and distributor of kaplan hydraulic turbines, Workshop on Vortex Dominated Flows – Achievements and Open Problems Timisoara, Romania, June 10 - 11, 2005

[36] Frunză, T., Susan-Resiga, R., Software Development for Cascade Flow Simulation, in Proceedings of the Workshop on Numerical Simulation for Fluid Mechanics and Magnetic Liquids, Timișoara, Ed. Orizonturi Universitare, pp. 57-58, 2001.

[37]Frunză, T., Susan-Resiga, R., Finite Element Analysis of Cascade Flows, in Proceedings of the “Classics and Fashion in Fluid Machinery” Conference, Beograd, pp. 179-186, 2002.

[38]Frunză, T., Susan-Resiga, R., Superconvergent Patch Recovery for Velocity Computation on Unstructured Mesh and Cascade Flow Application, Proceedings of the Workshop on Numerical Methods in Fluid Mechanics and FLUENT Applications, Timișoara, Ed. Orizonturi Universitare, pp. 64-75, 2003.

[39]Gillich N., Piroi I., Producerea, transportul și distribuția energiei electrice, Editura Eftimie Murgu, ISBN 978-973-1906-39-3, Reșița, 2009.

[40]G. Krivchenko. Hydraulic Machines: Turbines and Pumps, Second Edition. CRC Press, 1994

[41]GAGNON J.-M., CIOCAN G.D, DESCHÈNES C., ILIESCU M. (2008), "Numerical and Experimental Investigation of Rotor-Stator Interactions in an Axial Turbine: Numerical Interface Assessement", ASME 2008 Fluids Engineering Divisin Summer Meeting, Jacksonville, Florida, USA, August 10-14, FEDSM2008-55183

[42]Gheorghiu V.M., Studiul teoretic și experimental al caracteristicilor energetice ale rețelelor circulare de profile pentru apărătoare de turbină, Universitatea “Politehnica” Timișoara, Teză de doctorat, 1976

[43]Gostelow, J.P., Cascade Aerodynamics, Oxford, New York, Toronto, Pergamon Press, 1983.

[44]Gheorghiu, Monica, Studiul teoretic și experimental al caracteristicilor energetice ale rețelelor circulare de profile pentru apărătoare de turbină, Teza de doctorat, Institutul Politehnic “Traian Vuia” Timișoara, 1976.

[45]Hawthorne, W.R., Wang, C., Tan, C.S., McCune, J.E., Theory of Blade Design for Large Deflections: Part I – Two- Dimensional Cascade, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 106, pp. 346-353, 1984.

[46]Heitele, M., Helmrich, T., Maihöfer, M., Ruprecht, A.: New Insight into an Old Product by High Performance Computing, 5th European SGI/CRAY MPP Workshop, Bologna, 1999.

[47]Hughes, J.R., The Finite Element Method. Linear static and dynamic Finite Element Analysis, Mineola, New York, Dover Publications, 2000 (reprint of The Finite Element Method, originally published by Prentice-Hall, 1987).

[48]Kächele, Th., 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Charlotte, 2000.

[49]Kueny J-L., CFD analysis report in Francis turbines, (EPFL) Lauzanne November 2002.

[50]Kovalev N.N., Turbine hidraulice, Construcții și probleme de proiectare, Ediția a II-1, adăugită și prelucrată, Traducere din limba rusă, Editura “Mașinostroenie”, Leningrad 1971.

[51]Lăcătușu V., Paveliu I., Exploatarea echipamentelor și instalațiilor mecanice din centralele hidroelectrice – Turbina Pelton, Societatea Comercială de Formare a Energeticienilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2008.

[52]Lăcătușu V., Exarhu M., Turbine Hidraulice, Societatea Comercială de Formare a Energeticienilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2005.

[53]Lăcătușu V., Paveliu I., Exploatarea echipamentelor și instalațiilor mecanice din centralele hidroelectrice (stavile, vane, pompe, compresoare, turbine, instalații auxiliare), Societatea Comercială de Formare a Energeticienilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2009.

[54]Lăcătușu V., Paveliu I., Turbina Kaplan, Societatea Comercială de Formare a Energeticienilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2008.

[55]Lewis, R.I., Turbomachinery Performance Analysis, Arnold, London, 1996, Ch. 2.

[56]L. Ferrando, J.L. Kueny, F. Avellan: Optimal Francis Runner Design: Preliminary Tests. Design Optimization International Conference. March 2004. Athens Greece.

[57]L. Ferrando, J.L Kueny, C. Pedretti, L.Tomas: Surface Parameterization of a Francis Runner Turbine for Optimum Design. 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. July 2, 2004 Stockholm Sweden.

[58]Labrecque, Y., Sabourin, M., Deschênes, C.: Numerical simulation of a complete turbine and interaction between components, Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants, Lausanne, 1996.

[59]Mănescu T. Ș., Nedelcu D., Analiza structurală prin metoda elementului finit, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 973-638-217-6, Timișoara, 2005.

[60]McFarland, E.R., A Rapid Blade-to-Blade Solution for Use in Turbomachinery Design, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 106, pp. 377-382, 1984.

[61]Milne-Thomson, L.M., Theoretical Hydrodynamics, The MacMillan Press, 5th edition, 1968.

[62]Muntean Sebastian, Metode numerice pentru determinarea câmpurilor tridimensionale în rotoarele turbinelor Francis, Teză de doctorat

[63]Muntean S., Balint D., Resiga R., Anton I., Darzan C. (2004) 3D flow analysis in the spiral case and distributor of a Kaplan turbine, 22nd IAHR Symposium, Stockholm

[64]Muntean S., Balint D., Frunza T., Stuparu A., Deacu M. (2003) Comparative analysis of two positions of the stay vanes and the influence upon the hydrodynamic flow in the runner of Kaplan turbines of CHE Dragasani (in Romanian). Research contract No. 123-77.03-146/09.04.2003

[65]Muntean S., Balint D., Bernad S., Resiga R., Anton I. (2004) The establishment of blade positions of the stator of hydroturbine Zavideni for optimizing the water flow throughout it. Research contract No. 90- 12.02/05.05.2004

[66]Muntean S., Susan-Resiga R., Analiza numerică cu metoda volumului finit a curgerii nevâscoase și vâscoase într-un canal S, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" Timișoara, Tom. 44(58), pp.137-144, 1999.

[67]Mulu, B. G. and Cervantes M. J. , 2007, "Effects of Inlet Boundary Conditions on Spiral Casing Simulation", Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, pp 218-224

[68][Ned4] Nedelcu D., Proiectare Tehnologică Asistată de Calculator, Editura „Orizonturi Universitare” Timișoara, ISBN 973-638-116-1, Mai, 2004.

[69] Nedelcu D., Proiectare și simulare numerică cu SolidWorks, Editura „Eurostampa” Timișoara, ISBN 978-606-569-276-3, 2011.

[70] Nedelcu D., Modelarea matematică a fenomenelor hidrodinamice cu aplicație la proiectarea asistată de calculator a turbinelor și turbinelor-pompe axiale și radial-axiale, Teză de doctorat, Timișoara, 1996.

[71] Nedelcu.D, Modelare parametrică prin Autodesk Inventor, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 973-638-116-1, Timișoara,2004,

[72] Nedelcu D., Câmpian C. Viorel, Determine The Correlation Between Wicket Gates Angles and Servomotors Strokes, Proceedings of the International Conference: Clasic and Fashion in Fluid Machinery, October, 18-20, Belgrade, Yugoslavia-Serbia, pag. 187÷194, 2002, ISBN 86-7083-451-0.

[73] Olariu V., Brătianu C., Modelarea Numerică cu Elemente Finite, Editura Tehnică, București, 1986.

[74] Piroi I., Utilizarea energiei electrice, Editura Eftimie Murgu, ISBN 978-973-1906-27-0, Reșița, 2009.

[75] Piroi I., Cziple F., Pomoja F., Conversia enrgiei regenerabile a apei, pământului și a deșeurilor organice, Colecția ORIZONTURI TEHNICE, Editura Eftimie Murgu, ISBN 978-973-1906-86-7, Reșița, 2010.

[76] Pomoja F., Contribuții privind îmbunătățirea performanțelor tehnice ale turbinei cu flux transversal cu puterea maximă de 8,5 kW, Teză de doctorat, Reșița, Decembrie, 2012.

[77] Popa, O., Mișcări potențiale și teoria hidrodinamicii rețelelor de profile, Lito Institutul Politehnic “Traian Vuia” Timișoara, 1980.

[78] Parkinson E., Tets Case 8: Francis Turbine, Turbomachinery Workshop ERCOFTAC II, 1995.

[79] Popovociu M. O., Bordeașu I., Necesitatea valorificării micropotențialului hydraulic în România, Buletinul AGIR – Energiile alternative, nr.3, ISSN-L 1224-7928, pag. 62÷68, iulie-septembrie, 2007.

[80] Riedelbauch, S., Klemm, D., Hauff, C.: Importance of interaction between turbine components in flow field simulation, 18th IAHR Symposium Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, 1996.

[81] Riegels, F.W., Aerodynamische Profile, R. Oldenbourg, München, 1958.

[82] Ruprecht A., Bauer C., Riedelbauch S. (1994) Numerical analysis of the three-dimensional flow through turbine spiral casing, stay vanes and wicket gates. Proceedings of the 17th IAHR Symposium, Beijing

[83]Ruprecht, A., Heitele, M., Helmrich, T. Moser, W., Aschenbrenner, T., Numerical Simulation of a Complete Francis Turbine including unsteady rotor/stator interactions.

[84]Ruprecht, A.:Unsteady Flow Analysis in Hydraulic Turbomachinery, 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Charlotte, 2000.

[85]Ruprecht, A., Bauer, C., Gentner, C., Lein, G.: Parallel Computation of Stator-Rotor Interaction in an Axial Turbine, ASME PVP Conference, CFD Symposium, Boston, 1999.

[86]Ruprecht, A., Bauer, C. Heitele, M.: Unsteady forces on the blading of an axial turbine caused by statorrotor interaction, IAHR WG "The Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions", Brno, 1999.

[87]Ryhming I.L., Sottas G., Bottaro A., Critical Evaluation and Comparison of Contributed Solutions. In Sottas G. and Ryhming I.L., (eds.), 3D-computation of incompressible internal flows, NNM 39, pp. 93-100, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1993.

[88]Sick, M., Casey, M. V., Galpin, P.F.: Validation of a stage calculation in a Francis turbine, 18th IAHR Symposium Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, 1996.

[89]Sottas G., Ryhming I.L. (eds.), 3D - Computation of Incompressible Internal Flows, Proceedings of the GAMM Workshop, Notes Numerical Fluid Mechanics (NNFM) 39, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1993.

[90]SolidWorks® Bible, Published by Wiley Publishing, Inc. 10475 Crosspoint Boulevard Indianapolis, IN 46256, Copyright © 2009 by Wiley Publishing, Inc., Indianapolis, Indiana, Published by Wiley Publishing, Inc., Indianapolis, Indiana Published simultaneously in Canada, ISBN: 978-0-470-25825-5, 2009

[91]Susan-Resiga R., Complemente de mecanica fluidelor și tehnici de soluționare numerică, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 1999, ISBN 973-9400-60-4.

[92]Susan-Resiga R., Muntean S., Anton I., Analiza numerică a curgerii cu desprinderi în rețele plane de profile, GAR Nr. 156, Contract Nr. 120/1999.

[93]Susan-Resiga R., Muntean S., Periodic boundary conditions implementation for the finite element analysis of the cascade flows, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” Timișoara, Tom. 44(58), pp. 151-160, 1999.

[94]Susan-Resiga, r., Muntean, S., Periodic Boundary Conditions Implementation for the Finite Element Analysis of the Cascade Flow, Buletinul Științific al Univ. Politehnica Timișoara, Seria Mecanică, Tom 44(58), pp. 151-160, 1999.

[95]Susan-Resiga, R., Muntean, S., Anton, I., Numerical Analysis of Cascade Flow. Part I: Finite Element Analysis of the Inviscid Flow, Buletinul Științific al Univ. Politehnica Timișoara, Seria Mecanică, Tom 45(59), pp.159-166, 2000.

[96] Susan-Resiga, R., Mecanica Fluidelor Numerică, Timișoara, Ed. Orizonturi Universitare, 2003.

[97] Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Frunză, T., Balint, D., Thin Hydrofoil Cascade Design and Numerical Flow Analysis. Part I – Design, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science,

[98] Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Frunză, T., Balint, D., Thin Hydrofoil Cascade Design and Numerical Flow Analysis. Part II – Analysis, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science, 2006

[99] Susan-Resiga R., Sebastian Muntean, Analiza numerică a curgerii în distribuitorul turbinelor hidraulice, Lucrarile Primei Conferințe a Hidroenergeticienilor din România, Bucuresti, 2000, pag. 469-478.

[100] US Army Corps of Engineers Portland District Hydroelectric Design Center, Stay Vane and Wicket Gate Relationship Study, January 19, 2005.

[101] Voia, I., Roata de apă - primul motor, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 978-973-638-332-8, Timișoara, 2007.

[102] Wu C.-H., A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic & Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial- & Mixed Flow Types. NACA TN 2604, 1952.

[103] Zangeneh, M., A Compressible Three-Dimensional Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades, International Journal of Numerical Methods in Fluids, 13, pp. 599-624, 1991.

[104] Zidaru, Gh., Mișcări potențiale și hidrodinamica rețelelor de profile, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.

[105] ***, Fluent 6 User's Guide, 2001.

[106] ***, Fluent 5. User's Guide, Fluent Incorporated, July 1998

[107] *** HIDROELECTRICA S.A., Raport Anual 2011.

**Curriculum Vitae
Europass**



Informații personale

Nume / Prenume

Adresă(e)

Telefon(oane)

E-mail(uri)

Naționalitate(-tăți)

Data nașterii

Sex

**Locul de muncă vizat /
Domeniul ocupațional**

Experiența profesională

Perioada

Funcția sau postul ocupat

Numele și adresa
angajatorului

DAIA DANIEL

Str.Horia, Bl.5, Ap.36, Resita, Caras-Severin

Mobil: 0729252318

d.daia@uem.ro; dany_daya@yahoo.com

Română

21 iulie 1981

Masculin

Doctorand in cadrul Universitatii „Eftimie Murgu” Reșița.

Mai 2008- aprilie 2009

Arhivar la Compartimentul Administrativ din cadrul Serviciului Public “Directia de Asistenta Sociala” Resita

Consiliului Local Resita P-ța 1 Dec 1918 Nr.1A
320084 ,Tel: 0255 / 215314 ,Fax: 0255 / 215314

Aprilie 2008-mai 2008

Secretar Dactilograf la Compartimentul Administrativ al Consiliului Local Resita.

Numele și adresa
angajatorului

Consiliului Local Resita P-ța 1 Dec 1918 Nr.1A
320084 ,Tel: 0255 / 215314 ,Fax: 0255 / 215314

Educație și formare																																									
Perioada	2009 - prezent																																								
Calificarea / diploma obținută	Doctorand în domeniul Inginerie Mecanică, Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița, Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor																																								
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Tehnici de proiectare asistată în ingineria mecanică, Teoria Elasticității și Plasticității, Managementul Proiectelor de Cercetare																																								
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița, Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor																																								
Perioada	Octombrie 2003 – Iulie 2009																																								
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de inginer cu specializarea “Tehnologia Constructiilor de Masini”																																								
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Tehnologia și studiul materialelor, Organe de mașini, Mecanica fluidelor, Desen tehnic și grafică industrială, Economie generală, Organizarea producției, Robotică																																								
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Facultatea de Inginerie, secția Inginerie Industrială din cadrul Universitatii Eftimie Murgu Resita																																								
Perioada	1998- 2002																																								
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de bacalaureat seria T nr. 0113557 respectiv Nr. 57/2002, eliberată în 16 iulie 2002.																																								
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Discipline specifice domeniului: matematica-fizica																																								
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Liceul Industrial Grup Scolar “Domnul Tudor”, Drobeta Turnu Severin																																								
Aptitudini și competențe personale	<ul style="list-style-type: none"> • Permis conducere categoria B din anul 1999. • Operare P.C., depanare Hard și Soft, • Cunoștințe de Electronica și Electrotehnica, • Cunoștințe de Mecanică, • Cunoștințe de Hidraulica, • Cunoștințe de Sudură, • Instalații sanitare și centrale termice, • Sisteme de climatizare, • Talent tehnic dezvoltat. 																																								
Limba(i) maternă(e)	Română																																								
Limba(i) străină(e) cunoscută(e)																																									
Autoevaluare																																									
<i>Nivel european (*)</i>																																									
Engleză	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="4">Înțelegere</th> <th colspan="4">Vorbire</th> <th colspan="2">Scriere</th> </tr> <tr> <th colspan="2">Așcultaare</th> <th colspan="2">Citire</th> <th colspan="2">Participare la conversație</th> <th colspan="2">Discurs oral</th> <th colspan="2">Exprimare scrisă</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>B2</td><td>Utilizator Independent</td> <td>B2</td><td>Utilizator Independent</td> <td>B2</td><td>Utilizator Independent</td> <td>B2</td><td>Utilizator Independent</td> <td>B2</td><td>Utilizator Independent</td> </tr> <tr> <td>B1</td><td>Utilizator Independent</td> <td>B1</td><td>Utilizator Independent</td> <td>A2</td><td>Utilizator elementar</td> <td>A2</td><td>Utilizator elementar</td> <td>A2</td><td>Utilizator elementar</td> </tr> </tbody> </table>	Înțelegere				Vorbire				Scriere		Așcultaare		Citire		Participare la conversație		Discurs oral		Exprimare scrisă		B2	Utilizator Independent	B1	Utilizator Independent	B1	Utilizator Independent	A2	Utilizator elementar	A2	Utilizator elementar	A2	Utilizator elementar								
Înțelegere				Vorbire				Scriere																																	
Așcultaare		Citire		Participare la conversație		Discurs oral		Exprimare scrisă																																	
B2	Utilizator Independent	B2	Utilizator Independent	B2	Utilizator Independent	B2	Utilizator Independent	B2	Utilizator Independent																																
B1	Utilizator Independent	B1	Utilizator Independent	A2	Utilizator elementar	A2	Utilizator elementar	A2	Utilizator elementar																																
Franceză																																									

Competențe și abilități sociale	<ul style="list-style-type: none"> Sociabil, comunicativ, ușor adaptabil, capacitate de muncă în echipă, spirit de inițiativă.
Competențe și aptitudini de utilizare a calculatorului	<ul style="list-style-type: none"> Proiectare asistată de calculator: AutoCAD, AutoDesk Inventor, Solid Works, Catia. Analiză cu element finit: Solid Works Simulation, Cosmos. Sisteme de operare Linux, MS-Dos, Windows, Utilizator de programe: MathCAD, Microsoft Word, Excel, Power Point, Front Page, Adobe Photoshop, PaintShopPro.
Alte competențe și aptitudini	<ul style="list-style-type: none"> Am participat în martie 2010 la un curs organizat de IBM: Linux Administration-Implementation. Am participat, cu tema SISTEME HIBRIDE DE PROPULSIE, la sesiunea internațională de comunicări științifice studentești „Creativitate-Comunicare-Inovare Tradiție a Banatului Montan” ediția a X-a, Reșița, România. Diploma de „SPECIALIST ÎN DOMENIUL PROIECTARII ASISTATE DE CALCULATOR” acordată de Ministerul Educației, Tineretului și Sportului, respectiv Ministerul Muncii prin CNFPA. Membru ARTENS (Asociația Română de Tensiometrie) 7 lucrări publicate: 2 BDI, 3 conferințe BDI, 2 conferințe naționale: <ol style="list-style-type: none"> Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., <i>Numerical behavior reproduction of a truss structure and beam, subjected to concentrated load</i>, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XVII, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2010. (BDI). Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., <i>The Aerodynamic Force Calculus for a Plate Immersed in a Uniform Air Stream Using SolidWorks Flow Simulation Module</i>, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 98-103, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011. (Conferință BDI). Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., <i>The Hydrodynamic Characteristics Calculus for Isolated Profile Go428 using Solidworks Flow Simulation Module</i>, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 92-97, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011. (Conferință BDI). Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., <i>Calculul forței aerodinamice și distribuției de presiuni pentru un coș vertical</i>, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 269-276, ISSN 2067-7138, București, 2011. (Conferință națională). Nedelcu D., Nedeloni M. D., Daia D., <i>The Kinematic and Dynamic Analysis of the Crank Mechanism with SolidWorks Motion</i>, Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on SIGNAL PROCESSING, COMPUTATIONAL GEOMETRY and ARTIFICIAL VISION (ISCGAV '11), pag. 245-250, ISBN: 978-1-61804-027-5, Florence, 23-25.04.2011. (Conferință BDI). Nedelcu D., Nedeloni M. D., Daia D., Florea D., <i>Studiul numeric al concentratorului de tip racordare pentru o placă de secțiune dreptunghiulară supusă solicitării de întindere</i>, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XII, vol. 21, pag. 613-620, ISSN 2067-7138, București, 2012. (Conferință națională). Daia D., Nedelcu D., <i>Determine The Correlation Between Wicket Gates Angles and Servomotors Strokes for asymmetric hydrofoil</i>, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2013. (BDI).

Reșița, Februarie 2013

Drd.ing. Daia Daniel

Curriculum Vitae
Europass



Personal information

First name(s) / Surname(s) **DAIA DANIEL**
Address(es) Horia Street, Bl.5, Ap.36, Resita, Caras-Severin
Telephone(s) Mobile: 0729252318
E-mail dany_daya@yahoo.com; d.daia@uem.ro
Nationality Romanian
Date of birth 21'st of july 1981
Gender Male

Desired employment / Occupational field

PhD student at the „ Eftimie Murgu University” in Resita.

Work experience

Dates	May 2008- april 2009
Occupation or position held	Archivist at the Department of Public Service Administration "Social Assistance" Resita.
Name and address of employer	Resita's City Council , P-ța 1 Dec 1918 Nr.1A 320084 ,Tel: 0255 / 215314 ,Fax: 0255 / 215314
Dates	April 2008-may 2008
Occupation or position held	Typist secretary at Department of Local Council Administration Resita.
Name and address of employer	Resita's City Council ,P-ța 1 Dec 1918 Nr.1A 320084 ,Tel: 0255 / 215314 ,Fax: 0255 / 215314

Education and training

Dates	2009 - present
Title of qualification awarded	PhD student in Mechanical Engineering, University "Eftimie Murgu" of Resita, Department of Mechanical and Materials Engineering
Principal subjects/occupational skills covered	Aided design techniques in mechanics engineering, Elasticity and plasticity theory, Project Management Research
Name and type of organisation providing education and training	University "Eftimie Murgu" of Resita, Department of Mechanical and Materials Engineering
Dates	October 2003 – July 2009
Title of qualification awarded	Engineering diploma with specialization in "Manufacturing Engineering"
Principal subjects/occupational	Technology and research materials, Machine, Fluid Mechanics, Technical Drawing and industria graphics, Economics, Organization of production, Robotics
Name and type of organisation providing education and training	University "Eftimie Murgu" of Resita, Faculty of Engineering, Industrial engineering department
Dates	September 1998- June 2002
Title of qualification awarded	Baccalaureate degree Nr. T 0113557 and Nr. 57/2002, issued on 16 July 2002.
Principal subjects/occupational	Specific subject area: mathematics- physics
Name and type of organisation providing education and training	Industrial High School Group “Domnul Tudor” , Drobeta Turnu-Severin

Personal skills and competences

- Driving license category B in 1999.
- Operating pc, troubleshooting hardware and software,
- Knowledge of Electronics and Elctrotehnica,
- Knowledge of Mechanics,
- Knowledge of Hydraulics,
- Knowledge of Welding,
- Plumbing and heating plants,
- Air-conditioning systems,
- Technical Talent developed.

Mother tongue(s)

Other language(s)

Self-assessment

European level(*)

English

Franch

	Understanding				Speaking		Writing		
	Listening		Reading		Spoken Interaction	Spoken production		Writing	
English	B2	Independent user	B2	Independent user	B2	Independent user	Independent user	B2	Independent user
Franch	B1	Independent user	B1	Independent user	A2	Elementary user	A2	A2	Elementary user

- | | |
|--|--|
| Social skills and competences | <ul style="list-style-type: none"> • Sociable, communicative, versatile, able to work in team, leadership skills. |
| Computer skills and competences | <ul style="list-style-type: none"> • Computer Aided Design: AutoCAD, Autodesk Inventor, Solid Works, Catia. • Finite Element Analysis: Solid Works Simulation, Cosmos. • Linux operating systems, MS-DOS, Windows, • User programs: MathCAD, Microsoft Word, Excel, Power Point, Front Page, Adobe Photoshop, PaintShopPro. |
| Other skills and competences | <ul style="list-style-type: none"> • March 2010 I attended a course organized by IBM: Linux Administration, Implementation. • I attended the international scientific students session "Creativity, Communication and Innovation Tradition Mountainous Banat" X'th edition, Resita, Romania, with the topic „Hybrid propulsion systems”. • Certificate of graduation - "Specialist in Computer Aided Design"; • Member of the scientific or national professional organizations: Romanian Association of Tensometry; • 7 paper publications: 2 BDI, 3 BDI conferences, 2 National Conferences: • Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., <i>Numerical behavior reproduction of a truss structure and beam, subjected to concentrated load</i>, ANALELE UNIVERSITĂȚII "EFTIMIE MURGU", ANUL XVII, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2010. (BDI). • Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., <i>The Aerodynamic Force Calculus for a Plate Immersed in a Uniform Air Stream Using SolidWorks Flow Simulation Module</i>, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 98-103, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011. (BDI conference). • Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., <i>The Hydrodynamic Characteristics Calculus for Isolated Profile Go428 using Solidworks Flow Simulation Module</i>, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 92-97, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011. (BDI conference). • Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., <i>Calculul forței aerodinamice și distribuției de presiuni pentru un coș vertical</i>, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 269-276, ISSN 2067-7138, București, 2011. (National Conference). • Nedelcu D., Nedeloni M. D., Daia D., <i>The Kinematic and Dynamic Analysis of the Crank Mechanism with SolidWorks Motion</i>, Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on SIGNAL PROCESSING, COMPUTATIONAL GEOMETRY and ARTIFICIAL VISION (ISCGAV '11), pag. 245-250, ISBN: 978-1-61804-027-5, Florence, 23-25.04.2011. (BDI conference). • Nedelcu D., Nedeloni M. D., Daia D., Florea D., <i>Studiul numeric al concentratorului de tip racordare pentru o placă de secțiune dreptunghiulară supusă solicitării de întindere</i>, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XII, vol. 21, pag. 613-620, ISSN 2067-7138, București, 2012. (National Conference). • Daia D., Nedelcu D., <i>Determine The Correlation Between Wicket Gates Angles and Servomotors Strokes for asymmetric hydrofoil</i>, ANALELE UNIVERSITĂȚII "EFTIMIE MURGU", ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2013. (BDI). |