



Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Sectorial de Dezvoltare a Resurselor Umane 2007-2013

Investește în oameni!

Proiect InnoRESEARCH - POSDRU/159/1.5/S/132395

Burse doctorale și postdoctorale în sprijinul inovării și competitivității în cercetare

UNIVERSITATEA EFTIMIE MURGU DIN REȘIȚA

Facultatea de Inginerie și Management

Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

Nr. Decizie Senat 300 din 30.07.2015

TEZĂ DE DOCTORAT

Contribuții privind perfecționarea metodelor de măsurare experimentală și prelucrarea rezultatelor pe standul de încercări modele turbine hidraulice

Contributions regarding the improving of experimental measurement methods and processing the results on the test rig for hydraulic turbine models

Autor: ing. Adelina Ghican (Bostan)

Conducători de doctorat: Prof. univ.dr.ing. Dorian Nedelcu

Prof. univ.dr.ing. Constantin Viorel Câmpian

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. univ.dr.ing. Doina Frunzăverde	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița
Conducători de doctorat	Prof. univ.dr.ing. Dorian Nedelcu	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița
	Prof. univ.dr.ing. Constantin Viorel Câmpian	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. Liviu Ioan Vaida	de la	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Referent	Prof. univ.dr.ing. Gilbert Rainer Gillich	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița

Reșița

PREFATĂ

Prezenta teză de doctorat intitulată “*Contribuții privind perfecționarea metodelor de măsurare experimentală și prelucrarea rezultatelor în standul de încercări modele turbine hidraulice*” constituie o sinteză a activității de cercetare teoretică și experimentală realizată de către autor, referitor la concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale tuturor modelelor de turbine hidraulice: Pelton, Francis, Kaplan, pe baza măsurătorilor pe modele în standul de încercări, având drept scop obiectivizarea procesului de trasare a acestor caracteristici. Aplicația se va valida prin calcularea/trasarea grafică a caracteristicilor universale pentru mai multe variante de rotoare de tip Pelton, Francis, Kaplan, respectiv a mai multor variante de caracteristici de exploatare, plecând de la date experimentale obținute în stand.

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

Capitolul 1 prezintă principalele trei tipuri de turbine hidraulice (Pelton, Francis și Kaplan) împreună cu parametrii specifici ai acestora și sintetizează stadiul actual al laboratoarelor specializate în măsurători pe modele de turbine pentru determinarea caracteristicilor energo-cavitaționale și verificarea garanțiilor. Rolul unui stand de încercări este de a reproduce în similitudine geometrică totală fenomenele fizice care au loc într-o turbină industrială. În acest capitol sunt prezentate pentru fiecare stand schema, caracteristicile, metodologie de măsură, relații de calcul și preciziile de măsură.

Capitolul 2 ilustrează obiectivele tezei de doctorat.

Capitolul 3 abordează problematica importanței caracteristicii universale în domeniul construcțiilor de turbine hidraulice. În cadrul acestui capitol sunt ilustrate metodele de calcul a elementelor de curgere ale turbinei, care permit determinarea pe cale teoretică a traseului optim de curgere, dar și calitățile cavitaționale necesare la căderea și debitele date. Etapa următoare presupune testarea modelelor calculate în laborator și stabilirea formelor optime ale părții de curgere a turbinei proiectate. Capitolul continua cu prezentarea caracteristicilor universale pentru turbine cu simplu reglaj (Pelton, Francis) și cu dublu reglaj (Kaplan, Bulb) obținute pe baza valorilor rezultate din încercările pe model. Caracteristica universală a modelului de turbină încercat permite determinarea caracteristicii de exploatare a turbinei prototip pe baza unor relații de similitudine între model și prototip.

Capitolul 4 este axat pe modul de achiziție a datelor experimentale obținute pentru modelele de turbine hidraulice încercate, precum și pe relațiile utilizate pentru prelucrarea acestor date. Acest capitol debutează cu descrierea aparaturii utilizate, în standul de încercări, pentru achiziția datelor experimentale a modelului de turbină încercat și continuă cu prezentarea relațiilor de calcul a parametrilor necesari la trasarea caracteristicii universale, pe baza căreia se trag concluzii asupra funcționării tipului de turbină încercat.

Capitolul 5 prezintă aplicația **HydroHillChart – Modulul Pelton**, care permite calculul caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Pelton, prin prelucrarea datelor măsurate pe stand. Aplicația generează caracteristica universală pentru modele de turbine Pelton și oferă instrumentele necesare utilizării acesteia în proiectarea turbinelor de tip Pelton: vizualizarea grafică a dependențelor funcționale, intersecții în caracteristica universală, generarea de rezultate numerice și exportul acestora în programe uzuale: Excel, Word, PDF. Validarea modulului Pelton al aplicației a fost făcută prin trasarea caracteristicilor universale pentru patru modele de rotoare Pelton, a căror date de intrare au fost preluate din literatura de specialitate, ca puncte discrete din

caracteristica existentă. Caracteristica universală existentă a fost comparată cu cea calculată de aplicația **HydroHillChart – Modulul Pelton**.

Capitolul 6 prezintă aplicația **HydroHillChart – Modulul Francis**, destinată calculului caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Francis. Aplicația permite calculul caracteristicii universale pentru două variante de seturi de date de intrare, în funcție de mărimea pe baza căreia s-au efectuat măsurările $a_o=const.$ sau $n_{11}=const.$. Cele două caracteristici obținute pentru același set de date de intrare se compară prin suprapunerea grafică a isoliniilor, rezultând o diferență nesemnificativă a acestora astfel fiind validați algoritmii de interpolare utilizați. Modulul Francis oferă un set de instrumente pentru vizualizarea grafică a dependențelor funcționale specifice unei turbine Francis: calculul caracteristicii universale, a curbelor/punctelor de intersecție cu n_{11}/Q_{11} , exportul rezultatelor în programe uzuale: Excel, Word, PDF. În continuare sunt calculate caracteristicile universale pentru patru modele de rotoare de tip Francis utilizând aplicația **HydroHillChart – Modulul Francis**. Această aplicație permite vizualizarea independentă a curbelor de interpolare $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru fiecare deschidere $a_o=const.$ a aparatului director, a diagramei ce conține curbele de interpolare la toate deschiderile aparatului director, a curbelor $\eta = f(a_o)$ și $\eta = f(Q_{11})$ dar și a punctelor de intersecție obținute pentru o valoare constantă a turației dublu unitare n_{11} .

Capitolul 7 prezintă aplicația **HydroHillChart – Modulul Kaplan** care permite calculul caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Kaplan. Pentru turbinele cu dublu reglaj (Kaplan), încercările se bazează pe modificarea unghiului ϕ al paletelor rotorului, respectiv a poziției paletelor aparatului director, ceea ce modifică deschiderea a_o . Aplicația oferă posibilitatea vizualizării grafice a datelor de intrare precum și calcularea/vizualizarea caracteristicilor elicoidale pentru fiecare poziție "φ" a paletelor rotorului, obținându-se în final caracteristica universală pentru modelul de rotor Kaplan încercat. Validarea modulului Kaplan al aplicației a fost făcută prin trasarea caracteristicii universale pentru un model de rotor Kaplan.

Capitolul 8 prezintă aplicația **HydroHillChart – Modulul DEX** care permite calculul caracteristicii de exploatare a turbinei prototip. Caracteristica de exploatare este documentul de referință utilizat în exploatarea turbinei prototip și se obține din caracteristica universală prin transpunere pe baza unor relații de similitudine între model și prototip. În cadrul acestui capitol sunt prezentate calculul caracteristicii de exploatare a prototipului, pe baza punctelor măsurate în laborator pe model, metodologia și relațiile de transpunere de la model la prototip precum și interfața modulului DEX. În următoarea etapă, cu ajutorul modulul DEX, s-au calculat trei caracteristici de exploatare, pentru trei obiective industriale simbolizate O1, O2, O3, plecând de la datele măsurate pe același model, exemplificând astfel capacitatele aplicației. Astfel, s-a realizat o comparație a celor trei caracteristici, din care a rezultat posibilitatea turbinei prototip de a funcționa în diferite domenii de căderi și puteri, pentru diferite diametre și turații.

Capitolul 9 prezintă concluzii finale și contribuții personale, direcții viitoare de cercetare și diseminarea rezultatelor.

Teza se încheie cu **Bibliografie**.

Teza se întinde pe 202 pagini și conține: 313 figuri (inclusiv poze), 23 tabele, 87 relații și 101 referințe bibliografice.

Turbinele hidraulice moderne, diferite mult constructiv de predecesoarele lor, constituie echipamentul hidroenergetic de bază al amenajărilor hidroenergetice.

Laboratorul de Cercetări Mașini Hidraulice din Reșița a fost înființat în anul 1971. Dezvoltarea continuă a bazei tehnico-materiale din cadrul Laboratorului de Cercetări Mașini Hidraulice - Reșița, precum și organizarea întregii activități de cercetare în domeniu mi-au permis

orientarea activității spre prelucrarea superioară a datelor achiziționate în timpul măsurătorilor pe modele în standul de garanții al laboratorului.

Prezenta teză a rezultat ca urmare a cunoștiințelor dobândite pe bâncile facultății din Reșița și din experiența dobândită în decursul celor 5 ani de activitate în domeniu, experiență obținută prin cercetările teoretice și experimentale pe care le-am efectuat asupra mașinilor hidraulice în special în prelucrarea datelor experimentale pentru trasarea "caracteristicii universale" pe tipuri de modele de turbine hidraulice (Pelton, Francis și Kaplan).

Un cuvânt special de mulțumire doresc să adresez domnilor profesori prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU și prof. univ. dr. ing. Constantin Viorel CÂMPIAN care, în calitatea dumnealor de conducătorii științifici, pentru sugestiile de o înaltă competență profesională și științifică, pentru îndrumarea și ajutorul acordat în toate fazele realizării acestei lucrări.

Pentru realizările obținute, concretizate prin prezenta teză de doctorat, autoarea rămâne profund recunoscătoare tuturor profesorilor săi din cadrul Universității "Eftimie Murgu" din Reșița care au participat la examenele și referatele susținute, prin sugestiile utile în vederea îmbunătățirii conținutului tezei: prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU, prof. univ. dr. ing. Constantin Viorel CÂMPIAN, prof. univ. dr. ing. Gilbert-Rainer GILLICH, conf. univ. dr. ing. Călin Micloșină, dar nu în ultimul rând și domnilor prof. univ. dr. ing. Ilare BORDEAȘU de la Universitatea "Politehnica" din Timișoara și prof. univ. dr. ing. Liviu Ioan VAIDA de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca.

Mulțumesc conducerii și colegilor din cadrul S.C. HYDRO-ENGINEERING S.A. Reșița și în mod special conducerii Laboratorului de Cercetări Mașini Hidraulice pentru bunăvoie și sprijinul pe care l-au acordat tuturor solicitărilor mele referitoare la finalizarea acestei teze și în mod deosebit domnului ing. Ioan HOȚA, director Cercetare - Dezvoltare, ing. Adrian Teofil HOPOTĂ, șef laborator și domnei Maria Corina BUȘEA pentru suportul tehnic oferit pe parcursul elaborării tezei.

Exprim pe această cale mulțumirile mele conducerii Universității "Eftimie Murgu" din Reșița, doamnei rector prof. univ. 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.

Rezultatele prezentate în teza de doctorat au fost obținute cu sprijinul Ministerului Fondurilor Europene prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/159/1.5/S/132395, program desfășurat sub egida Universității „Politehnica” din București în cooperare cu Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.

În final, dar nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc familiei mele pentru înțelegerea și sprijinul care mi le-au acordat pe întreg parcursul elaborării tezei de doctorat și doresc să-i asigur că mi-au oferit cel mai important sprijin, motiv pentru care ţin să le adresez tuturor cele mai calde sentimente de iubire, considerație și respect.

Reșița, 2015
Drd. ing. Adelina GHICAN (BOSTAN)

CUPRINS

Prefață.....	2
Listă figuri	8
Listă tabele	16
Listă notații	17
Cap. 1 STADIUL ACTUAL AL LABORATOARELOR SPECIALIZATE ÎN MĂSURĂTORI PE MODELE DE TURBINE HIDRAULICE.....	20
1.1 Generalități	20
1.2 Turbine hidraulice și parametrii caracteristici ai acestora	20
1.2.1 Turbina hidraulică de tip Pelton	21
1.2.2 Turbina hidraulică de tip Francis	23
1.2.3 Turbina hidraulică de tip Kaplan	24
1.3 Laboratorul de încercări, pe modele de turbine hidraulice, SULZER din Zurich (Elveția)	26
1.4 Laboratorul Institutului de Mașini Hidraulice și Mecanica Fluidelor Lausanne (Elveția)	27
1.5 Standul de încercări modele de turbie cu reacțiune a Institutului de Cercetare din Gratz (Austria)	30
1.6 Standul de încercări modele de turbie cu reacțiune al firmei MCE (VOEST) din Linz (Austria)	33
1.7 Standul de încercări modele de garanție al Direcției de Cercetare al S.C. HydroEngineering S.A. din Reșița (România)	35
1.8 Standul de încercări de randamente și cavităție a turbinelor Kaplan și bulb, Kvaerner Hydro din Trollhattan (Suedia)	39
1.9 Stațiunea universală de încercări modele de turbine hidraulice RIVA CALZONI din Milano (Italia)	40
1.10 Standul de încercări modele de joasă presiune al firmei CKD Blansko din Cehia	42
1.11 Standul de încercări modele turbine de joasă cădere și debite mari TOSHIBA din Tokyo (Japonia)	44
1.12 Standul de încercări MITSUBISHI din Tokyo (Japonia)	46
1.13 Standul de încercări FUJI pentru modele de medie cădere	47
1.14 Standul de încercări LMZ (Leningradsky Metallichesky Zavod)	50
1.15 Standul de încercări pe modele de turbine al firmei Turboinstitut din Ljubljana (Slovenia)	53
1.16 Similitudinea turbinelor hidraulice	55
1.17 Turbinele tip	57
1.18 Efectul de scară	58
1.19 Concluzii	59
Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	60
Cap. 3 CURBE CARACTERISTICE ENERGETICE ȘI CAVITAȚIONALE REZULTATE DIN ÎNCERCĂRILE PE MODEL	61
3.1 Generalități	61

3.2 Caracteristicile universale ale turbinelor	64
3.2.1 Caracteristica universală a turbinelor cu simplu reglaj	68
3.2.2 Caracteristica universală a turbinelor cu dublu reglaj	72
3.3 Concluzii	74
 Cap. 4 ACHIZIȚIA ȘI PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE LA ÎNCERCĂRI PE MODEL	 75
4.1 Generalități	75
4.2 Stand de încercări pe modele de turbine hidraulice	75
4.3 Determinarea caracteristicilor energetice pentru o turbină de tip Pelton	79
4.4 Determinarea caracteristicilor energetice pentru o turbină de tip Francis	84
4.5 Determinarea caracteristicilor energetice pentru o turbină de tip Kaplan	87
4.6 Concluzii	93
 Cap. 5 CALCUL DIAGRAMĂ UNIVERSALĂ PENTRU TURBINELE DE TIP PELTON	 94
5.1 Generalități	94
5.2 Modulul Pelton. Prezentare generală	95
5.2.1 Bara de instrumente a modulului Pelton	96
5.2.2 Bara de instrumente pentru grafice	97
5.2.3 Crearea unei noi baze de date pentru măsurători	97
5.2.4 Deschiderea unei baze de date pentru măsurători.....	97
5.2.5 Informații despre baza de date.....	97
5.2.6 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare.....	98
5.2.7 Calcularea caracteristicii universale pentru rotoare Pelton.....	98
5.2.8 Intersecții în caracteristica universală a rotoarelor Pelton.....	101
5.2.9 Exportul datelor în Excel.....	102
5.3 Calculul caracteristicilor universale pentru modele de rotoare Pelton utilizând aplicația HydroHillChart - Modulul Pelton	104
5.3.1 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul V2-16.3	104
5.3.2 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul K461	110
5.3.3 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul K560	115
5.3.4 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul K600/461	119
5.4 Concluzii	124
 Cap. 6 CALCUL DIAGRAMĂ UNIVERSALĂ PENTRU TURBINELE DE TIP FRANCIS	 125
6.1 Generalități	125
6.2 Modulul Francis. Prezentare generală.....	125
6.2.1 Bara de instrumente a modulului Francis	127
6.2.2 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare.....	127
6.2.3 Calcularea și trasarea caracteristicii universale pentru rotoare Francis.....	130
6.2.4 Comparație caracteristici universale	133
6.2.5 Exportul datelor în Excel.....	133
6.3 Calculul caracteristicilor universale pentru modele de rotoare Francis utilizând aplicația HydroHillChart - Modulul Francis	135
6.3.1 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul RO75-702	135
6.3.2 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul F316.5	142
6.3.3 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul RO140	148

6.3.4 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul RO115	153
6.4 Concluzii	158
Cap. 7 CALCUL DIAGRAMĂ UNIVERSALĂ PENTRU TURBINELE DE TIP KAPLAN	159
7.1 Generalități	159
7.2 Modulul Kaplan. Prezentare generală.....	159
7.2.1 Bara de instrumente a modulului Kaplan	166
7.2.2 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare la $n_{11}=\text{const}$	167
7.2.3 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare la $\varphi =\text{const}$	169
7.2.4 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare la $n_{11}/\varphi =\text{const}$	171
7.2.5 Trasarea înfășurătoarei.....	173
7.2.6 Calcularea caracteristicii elicoidale/universale pentru un rotor Kaplan	176
7.3 Concluzii	179
Cap. 8 CARACTERISTICA DE EXPLOATARE	180
8.1 Generalități	180
8.2 Transpunerea parametrilor de la model la prototip	180
8.3 Interfața modulului DEX	182
8.4 Măsurători primare pe model.....	184
8.5 Parametrii obiectivelor industriale	188
8.6 Concluzii	191
Cap. 9 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR	192
9.1 Concluzii generale și contribuții personale	192
9.2 Direcții viitoare de cercetare	194
9.3 Diseminarea rezultatelor.....	194
BIBLIOGRAFIE	197

LISTĂ FIGURI

Figura	Denumire	Pag.
1.1	Părțile componente ale turbinei hidraulice de tip Pelton	22
1.2	Turbina hidraulică de tip Pelton cu ax orizontal	22
1.3	Traseu hidraulic turbină Francis	23
1.4	Părțile componente ale turbinei hidraulice de tip Francis	23
1.5	Turbina hidraulică de tip Francis verticală	23
1.6	Rotor Francis	23
1.7	Părțile componente ale turbinei hidraulice de tip Kaplan	25
1.8	Traseu hidraulic turbină Kaplan	25
1.9	Turbina hidraulică de tip Kaplan	25
1.10	Rotor Kaplan	25
1.11	Circuitul hidraulic al standului de încercări SULZER	26
1.12	Standul de încercări din Lausanne	28
1.13	Cameră de comandă	30
1.14	Ecran principal soft pentru setarea parametrilor	30
1.15	Vedere generală a standului de încercări ASTRO	31
1.16	Circuitul hidraulic al standului de încercări	31
1.17	Vedere generală a standului	33
1.18	Amplasarea standului de încercări	33
1.19	Încadrare modele în stand	33
1.20	Circuitul hidraulic al standului de încercări	34
1.21	Camera de comandă	35
1.22	Vedere generală a standului	35
1.23	Încadrare model în stand	35
1.24	Standul de garanție al firmei Hydro Engineering S.A.	36
1.25	Amplasarea firmei Kvaerner Hydro	39
1.26	Circuitul hidraulic al standului de încercări Kvaerner	39
1.27	Circuitul standului de încercări Riva Calzoni	41
1.28	Vedere generală a standului	43
1.29	Încadrare model în stand	43
1.30	Circuitul hidraulic al standului de încercări CKD Blansko	43
1.31	Amplasarea laboratorului de încercări modele de turbine hidraulice	45
1.32	Încadrare model în stand	45
1.33	Circuitul hidraulic al standului de încercări TOSHIBA	45
1.34	Amplasarea laboratorului de încercări modele de turbine hidraulice	46
1.35	Încadrare model în stand	46
1.36	Amplasarea standului FUJI	47
1.37	Încadrare model în stand	47
1.38	Circuitul hidraulic al standului FUJI	48
1.39	Vedere generală a standului LMZ/EKS-100	50
1.40	Încadrare model în stand	50
1.41	Standul LMZ/EKS-100	50
1.42	Amplasarea standului de încercări	53
1.43	Încadrarea în standul pentru modele de mare cădere a unei turbine Francis	54
1.44	Încadrarea în standul pentru modele de joasă cădere a unei turbine Kaplan respectiv Bulb	54
3.1	Caracteristică universală în coordonate n_{11} și Q_{11}	65
3.2	Caracteristicile de cavitație	66
3.3	Caracteristicile de cavitație	66

Figura	Denumire	Pag.
3.4	Caracteristica universală a unei turbine Pelton	68
3.5	Caracteristica universală a unei turbine Francis lente	69
3.6	Caracteristica universală a unei turbine Francis rapide	69
3.7	Caracteristica elicoidală a unei turbine Kaplan	69
3.8	Curbe de pe universală pentru diferite deschideri a_o	70
3.9	Curbele $P_{11} = P_{11}(Q_{11})$	70
3.10	Curbele $n_s = n_s(n_{11})$	71
3.11	Caracteristica universală a unei turbine cu dublu reglaj	72
4.1	Diagramă de măsurare	75
4.2	Diagramă de etalonare	75
4.3	Secțiunea vie din cadrul grupului II	80
4.4	Caracteristica de debit unitar	82
4.5	Caracteristica puterii efective	82
4.6	Curbele de randament	82
4.7	Caracteristica universală pentru o turbină Pelton	83
4.8	Cupă turbină Pelton	84
4.9	Încadrare în stand model turbină Francis	84
4.10	Caracteristica de debit unitar	86
4.11	Caracteristica puterii efective	86
4.12	Curbe de randament pentru diferite deschideri ale aparatului director	86
4.13	Caracteristica universală pentru o turbină de tip Francis	86
4.14	Încadrare în stand model turbină Kaplan	88
4.15	Caracteristica de debit unitar $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_I	88
4.16	Caracteristica de debit unitar $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_{II}	88
4.17	Caracteristica de debit unitar $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_{III}	88
4.18	Caracteristica de debit unitar $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_{IV}	88
4.19	Caracteristica de debit unitar $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_V	89
4.20	Curbe de randament $\eta = f(n_{11})$ la diferite deschideri ale aparatului director pentru φ_I	89
4.21	Curbe de randament $\eta = f(n_{11})$ la diferite deschideri ale aparatului director pentru φ_{II}	89
4.22	Curbe de randament $\eta = f(n_{11})$ la diferite deschideri ale aparatului director pentru φ_{III}	89
4.23	Curbe de randament $\eta = f(n_{11})$ la diferite deschideri ale aparatului director pentru φ_{IV}	90
4.24	Curbe de randament $\eta = f(n_{11})$ la diferite deschideri ale aparatului director pentru φ_V	90
4.25	Caracteristica elicoidală pentru $\varphi_I = +10^\circ$	90
4.26	Caracteristica elicoidală pentru $\varphi_{II} = +5^\circ$	90
4.27	Caracteristica elicoidală pentru $\varphi_{III} = 0^\circ$	91
4.28	Caracteristica elicoidală pentru $\varphi_{IV} = -2^\circ 30'$	91
4.29	Caracteristica elicoidală pentru $\varphi_V = -7^\circ 30'$	91
4.30	Caracteristica universală generală pentru o turbină de tip Kaplan	92
5.1	Meniu principal al aplicației HydroHillChart	95
5.2	Interfața modulului Pelton	95
5.3	Fereastra pentru crearea unei noi baze de date	98
5.4	Informații despre baza de date curentă	98
5.5	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11}, S)$	99
5.6	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	99

Figura	Denumire	Pag.
5.7	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S=const	99
5.8	Curbă 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S=const	99
5.9	Fereastra pentru specificarea valorilor de randament	99
5.10	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	99
5.11	Curbele 3D de intersecție cu randamente constante	100
5.12	Caracteristica universală pentru rotorul Pelton	100
5.13	Fereastra de introducere a valorii n_{11}	101
5.14	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru n_{11} impus	101
5.15	Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru n_{11} impus	101
5.16	Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru n_{11} impus	102
5.17	Curba 2D $\eta = f(n_{11})$ pentru Q_{11} impus	102
5.18	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru Q_{11}/n_{11} impuse	102
5.19	Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru Q_{11}/n_{11} impuse și punctul de intersecție	102
5.20	Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru Q_{11}/n_{11} impuse și punctul de intersecție	102
5.21	Foaia Date măsurate din fișierul Excel	103
5.22	Foaia Intersecții din fișierul Excel	103
5.23	Foaia HillChart din fișierul Excel	103
5.24	Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul V2-16.3	105
5.25	Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=3$ mm - rotorul V2-16.3	106
5.26	Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=6$ mm - rotorul V2-16.3	106
5.27	Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=9$ mm - rotorul V2-16.3	106
5.28	Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=12$ mm - rotorul V2-16.3	106
5.29	Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=15$ mm - rotorul V2-16.3	106
5.30	Curba primară $S = f(Q_{11})$ pentru rotorul V2-16.3	106
5.31	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S pentru rotorul V2-16.3	107
5.32	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul V2-16.3	107
5.33	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton V2-16.3	107
5.34	Curbele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton V2-16.3	107
5.35	Caracteristica universală pentru rotorul Pelton V2-16.3	108
5.36	Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=40.0$ rpm - rotorul Pelton V2-16.3	108
5.37	Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=40.0$ rpm - rotorul Pelton V2-16.3	108
5.38	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $n_{11}=40.0$ rpm și curba de intersecție $\eta = f(Q_{11})$ - rotorul Pelton V2-16.3	109
5.39	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $Q_{11}=20.0$ m ³ /s și $n_{11}=38$ rpm, curba și punctul de intersecție - rotorul Pelton V2-16.3	109
5.40	Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=38$ rpm și $Q_{11}=20.0$ m ³ /s și punctul de intersecție - rotorul Pelton V2-16.3	109
5.41	Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=38$ rpm și $Q_{11}=20.0$ m ³ /s și punctul de intersecție - rotorul Pelton V2-16.3	109
5.42	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton V2-16.3	109
5.43	Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Pelton V2-16.3	110
5.44	Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Pelton V2-16.3	110
5.45	Caracteristica universală a rotorului K461 și matricea de puncte discrete	111

Figura	Denumire	Pag.
5.46	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=10 mm - rotorul Pelton K461	112
5.47	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=30 mm - rotorul Pelton K461	112
5.48	Curbe 2D $\eta = f(n_{ii})$ la parametrul S pentru rotorul Pelton K461	112
5.49	Curbe 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K461	112
5.50	Suprafața 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K461	112
5.51	Curbele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton K461	112
5.52	Caracteristica universală pentru rotorul Pelton K461	113
5.53	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton K461	113
5.54	Foaia Intersecții din fișierul Excel- rotor Pelton K461	114
5.55	Foaia HillChart din fișierul Excel- rotor Pelton K461	114
5.56	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Pelton K461	114
5.57	Caracteristica universală a rotorului K560 și matricea de puncte discrete	115
5.58	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=5 mm - rotorul Pelton K560	116
5.59	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=15 m - rotorul Pelton K560	116
5.60	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=40 mm - rotorul Pelton K560	117
5.61	Curba primară $S = f(Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K560	117
5.62	Curbe 2D $\eta = f(n_{ii})$ la parametrul S pentru rotorul Pelton K560	117
5.63	Curbe 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K560	117
5.64	Suprafața 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K560	117
5.65	Curbele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton K560	117
5.66	Caracteristica universală pentru rotorul Pelton K560	118
5.67	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton K560	118
5.68	Foaia Intersecții din fișierul Excel- rotor Pelton K560	118
5.69	Foaia HillChart din fișierul Excel- rotor Pelton K560	118
5.70	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Pelton K560	119
5.71	Caracteristica universală a rotorului K600/461 și matricea de puncte discrete	120
5.72	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=7.5 mm - rotorul Pelton K600/461	121
5.73	Curba primară $\eta = f(n_{ii})$ pentru S=12.5 mm - rotorul Pelton K600/461	121
5.74	Curbe 2D $\eta = f(n_{ii})$ la parametrul S pentru rotorul Pelton K600/461	121
5.75	Curbe 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K600/461	121
5.76	Suprafața 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ pentru rotorul Pelton K600/461	121
5.77	Curbele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton K600/461	121
5.78	Caracteristica universală pentru rotorul Pelton K600/461	122
5.79	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton K600/461	122
5.80	Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Pelton K600/461	123
5.81	Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Pelton K600/461	123
5.82	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Pelton K600/461	123
6.1	Interfața modulului Francis	126
6.2	Suprafața 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ la $a_o=\text{const.}$	128
6.3	Suprafața 3D $a_o = f(n_{ii}, Q_{ii})$ la $a_o=\text{const.}$	128
6.4	Curbe 3D $\eta = f(n_{ii}, Q_{ii})$ la $a_o=\text{const.}$	128
6.5	Curbe 3D $a_o = f(n_{ii}, Q_{ii})$ la $a_o=\text{const.}$	128
6.6	Curbe 2D $\eta = f(n_{ii})$ la $a_o=\text{const.}$	128
6.7	Curbe 2D $Q_{ii} = f(n_{ii})$ la $a_o=\text{const.}$	128

Figura	Denumire	Pag.
6.8	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=24$	129
6.9	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ cu puncte $\eta=\text{const.}$	129
6.10	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	129
6.11	Suprafața 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	129
6.12	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	129
6.13	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	129
6.14	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	130
6.15	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	130
6.16	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=70$	130
6.17	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ cu puncte $\eta=\text{const}$	130
6.18	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	131
6.19	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $a_o=\text{const.}$	131
6.20	Caracteristica universală pentru rotorul Francis la $a_o=\text{const.}$	131
6.21	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	132
6.22	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $n_{11}=\text{const.}$	132
6.23	Caracteristica universală pentru rotorul Francis la $n_{11}=\text{const.}$	132
6.24	Puncte discrete utilizate ca date de intrare	133
6.25	Comparație caracteristici universale la $a_o/n_{11}=\text{const.}$	133
6.26	Foaia Date măsurate din fișierul Excel	134
6.27	Foaia Intersecții din fișierul Excel	134
6.28	Foaia HillChart din fișierul Excel	134
6.29	Caracteristica universală a rotorului RO 75-702 și matricea de puncte discrete	136
6.30	Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul RO 75-702	136
6.31	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=50$	138
6.32	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=60$	138
6.33	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=70$	138
6.34	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	138
6.35	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	138
6.36	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	138
6.37	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	139
6.38	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $n_{11}=\text{const.}$	139
6.39	Caracteristica universală pentru rotorul Francis RO 75-702 la $n_{11}=\text{const.}$	139
6.40	Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=80.0$ rpm - rotorul Francis RO 75-702	140
6.41	Curba 2D $a_o = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=80.0$ rpm - rotorul Francis RO 75-702	140
6.42	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $n_{11}=80.0$ rpm și curba de intersecție $\eta = f(Q_{11})$ - rotorul Francis RO 75-702	140
6.43	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $Q_{11}= 1050 \text{ m}^3/\text{s}$ și $n_{11}=62$ rpm, curba și punctul de intersecție - rotorul Francis RO 75-702	140
6.44	Curba 2D $\eta = f(n_{11})$ pentru $n_{11}=62$ rpm și $Q_{11}=1050 \text{ m}^3/\text{s}$ și punctul de intersecție - rotorul Francis RO 75-702	141
6.45	Curba 2D $a_o = f(n_{11})$ pentru $n_{11}=62$ rpm și $Q_{11}=1050 \text{ m}^3/\text{s}$ și punctul de intersecție - rotorul Francis RO 75-702	141
6.46	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis RO 75-702	141

Figura	Denumire	Pag.
6.47	Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis RO 75-702	141
6.48	Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis RO 75-702	141
6.49	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis RO 75-702	142
6.50	Caracteristica universală a rotorului F316.5 și matricea de puncte discrete	143
6.51	Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul F316.5	143
6.52	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=38$	145
6.53	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=46$	145
6.54	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	145
6.55	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	145
6.56	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	145
6.57	Curbe 2D $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	145
6.58	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	146
6.59	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $a_o=\text{const.}$	146
6.60	Caracteristica universală pentru rotorul F316.5 la $a_o=\text{const.}$	146
6.61	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis F316.5	146
6.62	Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis F316.5	147
6.63	Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis F316.5	147
6.64	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis F316.5	147
6.65	Caracteristica universală a rotorului RO140 și matricea de puncte discrete	148
6.66	Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul RO140	149
6.67	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=24$	150
6.68	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=40$	150
6.69	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=52$	150
6.70	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	150
6.71	Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	151
6.72	Curbe 2D $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	151
6.73	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=\text{const.}$	151
6.74	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $a_o=\text{const.}$	151
6.75	Caracteristica universală pentru rotorul RO140 la $a_o=\text{const.}$	151
6.76	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis RO140	152
6.77	Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis RO140	152
6.78	Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis RO140	152
6.79	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis RO140	152
6.80	Caracteristica universală a rotorului Francis RO 115 și matricea de puncte discrete	153
6.81	Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul Francis RO 115	154
6.82	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=65$	155
6.83	Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=90$	155
6.84	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	155
6.85	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	155
6.86	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	156
6.87	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	156
6.88	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$	156
6.89	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $n_{11}=\text{const.}$	156
6.90	Caracteristica universală pentru rotorul Francis RO 115 la $n_{11}=\text{const.}$	156

Figura	Denumire	Pag.
6.91	Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis RO 115	157
6.92	Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis RO 115	157
6.93	Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis RO 115	157
6.94	Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis RO115	157
7.1	Interfața modulului Kaplan	160
7.2	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $n_{11}=119$ rpm	167
7.3	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrul $n_{11}=119$ rpm	167
7.4	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $n_{11}=119$ rpm	168
7.5	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la parametrul $n_{11}=119$ rpm	168
7.6	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = -10.0^\circ$	168
7.7	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = -5.0^\circ$	168
7.8	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 0.0^\circ$	168
7.9	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 5.0^\circ$	168
7.10	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 7.5^\circ$	169
7.11	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 10.0^\circ$	169
7.12	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 15.0^\circ$	169
7.13	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 17.5^\circ$	169
7.14	Fereastra pentru selectarea valorii unghiulare φ	170
7.15	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $\varphi = +5^\circ$	170
7.16	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrul $\varphi = +5^\circ$	170
7.17	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $\varphi = +5^\circ$	170
7.18	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la parametrul $\varphi = +5^\circ$	170
7.19	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $\varphi = +5^\circ$ și $n_{11}=119$ rpm	170
7.20	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $\varphi = +5^\circ$ și $n_{11}=126$ rpm	171
7.21	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $\varphi = +5^\circ$ și $n_{11}=133$ rpm	171
7.22	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $\varphi = +5^\circ$ și $n_{11}=145$ rpm	171
7.23	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $\varphi = +5^\circ$ și $n_{11}=170$ rpm	171
7.24	Fereastra pentru selectarea valoriilor n_{11} și φ	172
7.25	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați	172
7.26	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați	172
7.27	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați	172
7.28	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați	172
7.29	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = -10^\circ$	172
7.30	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = -5^\circ$	173
7.31	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=126$ rpm și $\varphi = -10^\circ$	174
7.32	Interfața opțiunii "Envelope"	174
7.33	Înfășurătoarea la $n_{11}=119$ rpm	175
7.34	Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la $n_{11}=119$ rpm	175

Figura	Denumire	Pag.
7.35	Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la $n_{11}=119$ rpm	175
7.36	Curbe 2D $\varphi = f(Q_{11})$ la $n_{11}=119$ rpm	175
7.37	Înfășurătorile 2D pentru rotorul Kaplan	176
7.38	Înfășurătorile 3D pentru rotorul Kaplan	176
7.39	Fereastra pentru specificarea valorilor de randament și/sau a poziției φ	176
7.40	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $\varphi=17.5^\circ$	177
7.41	Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $\varphi=17.5^\circ$	177
7.42	Caracteristica elicoidală pentru rotorul Kaplan la $\varphi=17.5^\circ$	177
7.43	Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	178
7.44	Curbele de intersecție 3D cu valori de randamente constante	178
7.45	Caracteristica universală pentru rotorul Kaplan	178
8.1	Interfața modulului DEX	183
8.2	Caracteristica universală a modelului – reprezentare 3D	186
8.3	Caracteristica universală a modelului – reprezentare 2D	187
8.4	Caracteristica de exploatare calculată pentru obiectivul industrial O1	189
8.5	Caracteristica de exploatare calculată pentru obiectivul industrial O2	189
8.6	Caracteristica de exploatare calculată pentru obiectivul industrial O3	190
8.7	Comparație caracteristici de exploatare calculate pentru 3 obiective industriale	190

LISTĂ TABELE

Tabel	Denumire	Pag.
1.1	Instrumente de măsură laborator de încercări Sulzer	26
1.2	Instrumente de măsură laborator al Institutului de Mașini Hidraulice și Mecanica Fluidelor	28
1.3	Instrumente de măsură stand de încercări Astro	31
1.4	Instrumente de măsură stand de încercări al firmei MCE	33
1.5	Instrumente de măsură stand de încercări Kvaerner Hydro	39
1.6	Instrumente de măsură stand de încercări Riva Calzoni	40
1.7	Instrumente de măsură stand de încercări Toshiba	45
1.8	Instrumente de măsură stand de încercări Fuji	48
3.1	Formular rezultate obținute din măsurători pentru turbine cu simplu reglaj	64
3.2	Formular rezultate obținute din măsurători pentru turbine cu dublu reglaj	65
3.3	Precizii de măsurare	66
5.1	Datele primare pentru rotorul V2-16.3	103
5.2	Datele primare pentru rotorul K461	110
5.3	Datele primare pentru rotorul K560	115
5.4	Datele primare pentru rotorul K600/461	119
6.1	Vizualizarea datelor sub formă grafică	126
6.2	Datele primare pentru rotorul RO75-702	135
6.3	Datele primare pentru rotorul F316.5	142
6.4	Datele primare pentru rotorul RO140	148
6.5	Datele primare pentru rotorul RO115	153
7.1	Măsurătorile primare pentru rotorul Kaplan	159
8.1	Măsurătorile primare ale modelului	185
8.2	Parametrii obiectivelor industriale	187

LISTĂ NOTAȚII

Notație	Denumire
P_{am}	Puterea amenajării
P_h	Putearea hidraulică
P_{au}	Puterea utilă
H	Cădere
Q_i	Debitul instalat
Z_{HA}	Numărul de hidroaggregate montate în centrala hidroelectrică
H_c	Cădere netă de calcul
Q_c	Debitul de calcul
H_{max}	Cădere de încercare
Q_{max}	Debitul de încercare
n_{max}	Turatia maximă
P_G	Puterea generatorului frână
H_S	Sarcina de aspirație
D_{max}	Diametrul maxim al rotorului modelului
P_p	Puterea pompei circuitului
p_{max}	Presiunea maximă realizabilă în sistem
ε_η	Eroarea randamentului
F_p	Forța de presiune
F_G	Forța de greutate
F_v	Forța de vâscozitate
F_E	Forța de elasticitate
F_σ	Forța de tesniunea superficială
n_{11}	Turație unitară
Q_{11}	Debit unitar
P_{11}	Puterea unitară
H_m	Cădere de încercare a modelului
δ_m	Conținutul de aer în circuitul hidraulic al modelului
δ_i	Conținutul de aer în circuitul hidraulic al turbinei industriale
v	Vâscozitatea
γ	Greutatea specifică a lichidului
M	Momentul la arborele turbinei
g	Accelerarea gravitațională
S	Deschiderea acului injector

Notație	Denumire
a_o	Deschiderea aparatului director
φ	Poziția paletelor rotorice
$\varepsilon_{S\eta}$	Eroare sistematică randament
ε_η	Eroare totală la randament
P_{max}	Puterea maximă a generatorului frână
T_a	Temperatura apei
T_{aer}	Temperatura aerului
Q_2	Conținut de aer în apă
F_{ax}	Împingere axială
α	Cantitatea de aer din apă
η	Randament
σ	Coeficient de cavitatie
σ_e	Coeficient de cavitatie exterior
σ_i	Coeficient de cavitatie interior
$\frac{v_o^2}{2g}$	Componenta dinamică a căderii
v_o	Viteza medie
d_1	Diametrul racordului injectorului
d_2	Diametrul tijei acului
P_{ef}	Puterea efectivă
l	Lungimea brațului balanței
G	Indicația balanței
n	Turația turbinei model
Q	Debitul turbinat
Q_{model}	Debit de apă ce trece prin turbina model
H_{model}	Cădere la care lucrează turbina model
n_{model}	Turația la care lucrează turbina model
D_{model}	Diametrul caracteristic al rotorului turbinei model
$P_{ef\ model}$	Puterea efectivă a turbinei model
B	Lățimea scobiturii cupei
L	Lungimea scobiturii cupei
h	Adâncimea scobiturii cupei
z_r	Numărul paletelor rotorice
d_{aj}	Diametrul ajutajului injectorului
i	Numărul injectoarelor
D_{1e}, D_{2e}	Diametrul caracteristic al rotorului
D_{ics}	Diametrul de intrare în camera spirală
D_{is}	Diametrul de intrare în rețeaua statorică
D_{es}	Diametrul de ieșire din rețeaua statorică
b_s	Înălțimea statorului
z_s	Numărul coloanelor statorice

Notație	Denumire
D_o	Diametrul de dispunere a paletelor directoare
b_o	Înălțimea paletelor directoare
z_o	Numărul paletelor directoare
Re	Numărul Reynolds

Cap. 1 STADIUL ACTUAL AL LABORATOARELOR SPECIALIZATE ÎN MĂSURĂTORI PE MODELE DE TURBINE

1.1 Generalități

În acest capitol se prezintă date cu caracter general privind mașinile hidraulice și stadiul actual al laboratoarelor specializate în măsurători pe modele de turbine hidraulice pentru determinarea caracteristicilor energo–cavitaționale și verificarea garanțiilor, precum și similitudinea turbinelor hidraulice [68]. Efectuarea încercărilor în laborator/ștand este o practică uzuală în domeniul mașinilor hidraulice, care constă în determinarea performanțelor viitoarei mașini pe un model în similitudine geometrică cu mașina industrială și permite garantarea performanțelor mașinii industriale în conformitate cu prevederile Comisiei Electrotehnice Internaționale - CEI, publicația 60193 pentru caracteristici energetice și publicația 60609 pentru caracteristici cavitационale.

1.2 Turbine hidraulice și parametrii caracteristici ai acestora

Turbinele hidraulice fac parte din mașinile hidraulice, deci din cele în care are loc o transformare a energiei hidraulice în energie mecanică, sau invers, prin intermediul unui fluid care este de regulă apă [29], [27], [21], [47].

Mașinile care transformă energia hidraulică în energie mecanică se numesc turbine hidraulice sau motoare hidraulice [29], [27], [21].

În continuare sunt prezentate principalele tipuri de turbine hidraulice, care prin calitățile lor s-au impus în tehnica modernă, și anume: Pelton, Francis și Kaplan [29], [47], [21].

O turbină hidraulică, indiferent de tipul acesteia, se caracterizează din punct de vedere funcțional prin următorii parametrii [29], [27], [21]:

- **debitul** turbinei hidraulice, care este definit prin cantitatea de apă ce intră în turbină în unitatea de timp, este notată Q și exprimată în m^3/s ;
- **cădere** turbinei hidraulice, se definește plecând de la noțiunea de energie specifică a fluidului, care se poate exprima ca energie totală "E" raportată la greutatea fluidului "G". La trecerea apei prin turbină apar pierderi hidraulice importante, ceea ce face ca numai o parte din căderea turbinei "H" să fie preluată de rotor și este definită ca și cădere utilă sau efectivă, se notează $H_u=H_{ef}$ și este exprimată în m ;
- puterea, se exprimă în funcție de căderea la care ne referim:

$$P_{am} = \gamma \cdot Q \cdot H_b \quad (1.1) \qquad P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (1.2) \qquad P_u = \gamma \cdot Q \cdot H_u \quad (1.3)$$

unde: P_{am} - puterea amenajării [kW];

P_h - puterea hidraulică [kW];

P_u - puterea utilă [kW].

- **rândamentul** turbinei hidraulice este dat de raportul dintre energia furnizată de un sistem și energia absorbită;
- **turația** turbinei hidraulice este definită ca numărul de învârtituri în unitatea de timp, care în general este minutul, se notează cu "n" și este exprimată în rot/min;
- **înălțimea geometrică de aspirație** este definită ca diferența pe verticală dintre un plan de referință al turbinei hidraulice (planul mijlociu al aparatului director sau planul care trece prin axa paletelor rotorice și planul apei din bieful aval), se notează " H_S " și este exprimată în m.c.a. Acest parametru are o influență considerabilă asupra funcționării și comportării în exploatare a turbinelor hidraulice, atât în ceea ce privește rândamentul acestora cât și siguranța pe durata exploatarii;
- **coeficientul de cavitație** este un criteriu care definește poziția maximă a rotorului de turbină hidraulică în raport cu nivelul apei din bieful aval.

În principal o amenajare hidroenergetică se caracterizează prin [29], [21]:

- căderea H în [m];
- debitul instalat Q_i în [m^3/s];
- numărul optim de hidroaggregate montate în centrala hidroelectrică (CHE) Z_{HA} și tipul acestora.

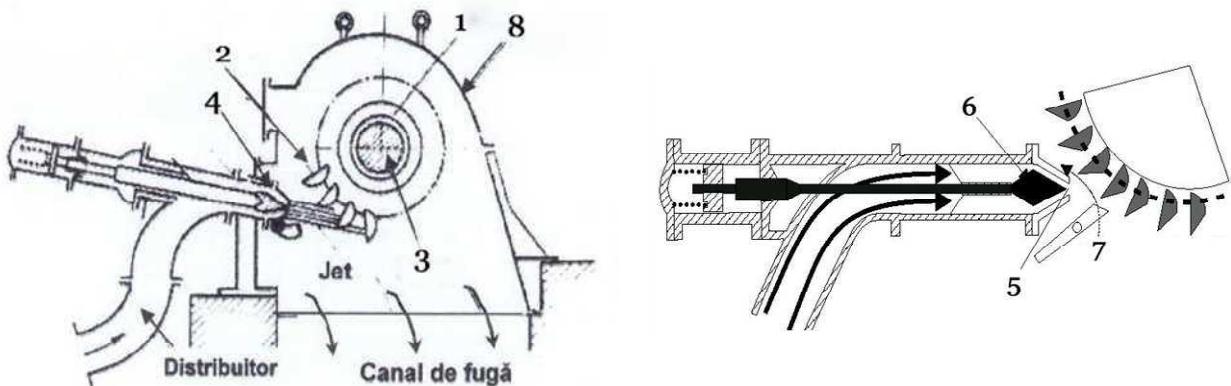
Astfel, pentru dimensionarea turbinelor se iau în considerare următorii parametrii:

- căderea netă de calcul H_c în [m];
- debitul de calcul $Q_c = Q_i / Z_{HA}$ în [m^3/s];

1.2.1 Turbina hidraulică de tip Pelton

Turbina Pelton se utilizează în domeniul căderilor mari ($H = 300 \div 2000m$) și a debitelor mici. În proiectarea acestor turbine hidraulice, o importanță deosebită o are determinarea dimensiunilor principale ale rotorului, cupelor și injectorului precum și stabilirea formei suprafețelor cupelor, respectiv mărimii lor [37], [43], [42], [47], [34].

Părțile constructive cele mai importante ale unei turbine de tip Pelton sunt prezentate în figura 1.1 [21]. În figura 1.2 este prezentată o turbină hidraulică de tip Pelton cu ax orizontal.



1 - rotorul; 2 - palete (cupe); 3 - arborele; 4 - injector; 5 - diuza injectorului;
6 - acul jectorului; 7 - deflector; 8 - carcasa .

Fig. 1.1 Părțile componente ale turbinei hidraulice de tip Pelton



Fig. 1.2 Turnină hidraulică de tip Pelton cu ax orizontal

Rotorul împreună cu paletele (cupele) este sediul transformării energiei hidraulice în energie mecanică cu eficiență maximă. Acesta este realizat dintr-un disc pe periferia căruia sunt dispuse paletele de forma unor cupe. Paletele sunt asamblate pe disc prin buloane și pene, iar mai nou este o construcție monobloc realizată prin turnare sau prin forjare, având cupele prelucrate pe mașini unelte cu comandă numerică în 5 (cinci) axe [37], [43], [42], [56], [21], [47].

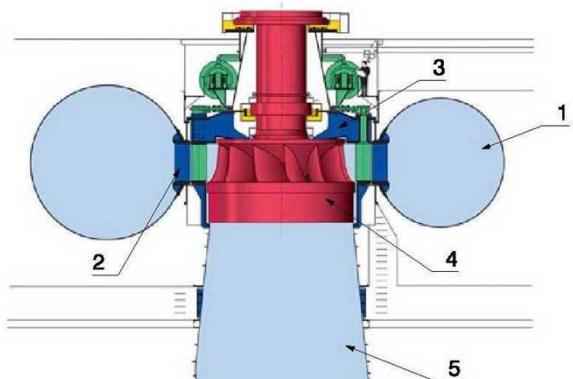
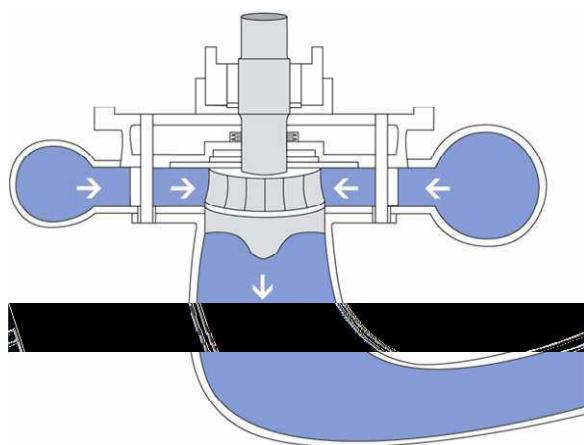
Injectorul este format din diuză și ac, realizate din profile conjugate, care asigură variația debitului turbinat și aducerea curentului de apă spre rotor sub forma unei vane compacte [37], [43], [42], [42], [56], [27], [21].

Deflectorul permite tăierea și devierea vanei de curent într-un timp foarte scurt, asigurând astfel adaptarea rapidă a cuplului motor la cuplul rezistent, fără a crea suprapresiuni nepermise în conducta de aducție [37], [43], [42], [56], [27], [21].

1.2.2 Turbina hidraulică de tip Francis

Turbinele de tip Francis se comportă optim în domeniul căderilor mijlocii ($H = 30 \div 650\text{m}$) și a debitelor mijlocii, făcând parte din categoria turbinelor cu reacție [37], [43], [42].

Aceste turbine sunt parcurse de fluxul apei după traseul din [figura 1.3](#). Părțile constructive cele mai importante ale unei turbine de tip Francis sunt: camera spirală, statorul turbinei, aparatul director, rotorul turbinei și tubul de aspirație ([figura 1.4](#)). În [figura 1.5](#) este prezentată o turbină hidraulică de tip Francis verticală, iar în [figura 1.6](#) un rotor Francis.



1 - cameră spirală; 2 - statorul turbinei;
3 - aparatul director; 4 - rotorul turbinei;
5 - tubul de aspirație.

Fig. 1.3 Traseu hidraulic turbină Francis

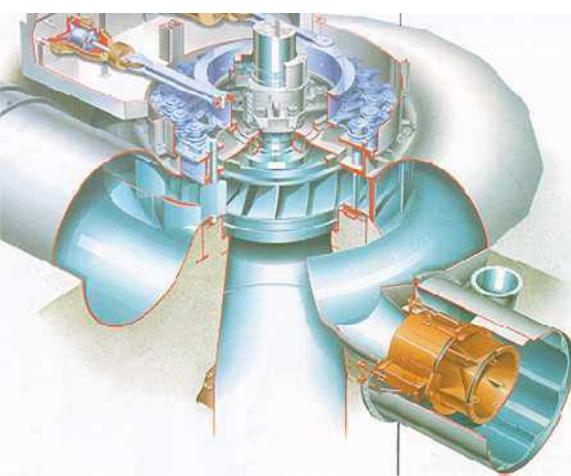


Fig. 1.5 Turbină hidraulică de tip Francis verticală

Fig. 1.4 Părțile componente ale turbinei hidraulice de tip Francis



Fig. 1.6 Rotor Francis

Camera spirală are rolul asigurării admisiei apei și a distribuirii ei uniforme prin intermediul statorului pe periferia aparatului director. Forma secțiunii camerei spirale nu este întotdeauna circulară, ci în unele cazuri poate fi eliptică sau trapezoidală. Camera spirală are influență asupra caracteristicilor funcționale și constructive ale turbinei, determinând în cele din urmă costul

centralei. Aceasta are o formă melcată deoarece liniile de curent sunt spirale logaritmice [37], [43], [42], [27], [21], [47].

Statorul turbinei hidraulice, construit dintr-un număr z_s de coloane statorice profilate hidrodinamic și dispuse în zona de ieșire din camera spirală, are rolul de a conduce curentul de apă înspre aparatul director în condițiile intrării optime în rețeaua de profile directoare [37], [43], [42], [27], [21], [47].

Aparatul director conduce apa de la camera spirală spre rotor și asigură vitezele, respectiv circulația necesară transformării energiei optime, în condițiile pierderilor hidraulice minime. Acesta cuprinde un număr z_0 de palete directoare, profilate hidrodinamic, care permite reglarea debitului scurs și a direcției vitezei. Deci aparatul director asigură și oprirea turbinei [37], [43], [42].

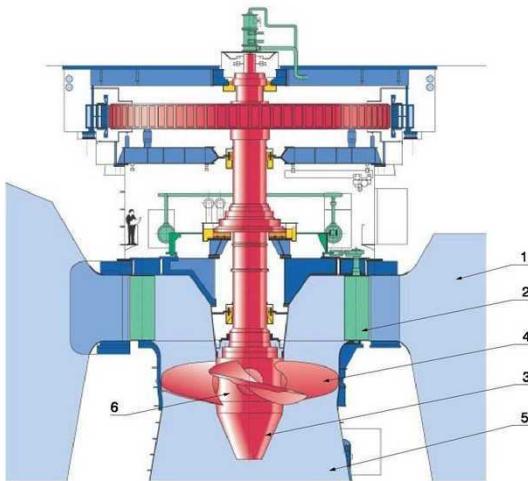
Rotorul turbinei hidraulice de tip Francis este format din coroană și inel, între care se dispun paletele rotorice într-un număr z_r . În plan meridian, zona paletelor rotorice este limitată de muchia de intrare și respectiv muchia de ieșire [37], [43], [42], [27], [21].

Tubul de aspirație al turbinei hidraulice are rolul de conducere al curentului de apă de la ieșirea din rotor la bazinele de evacuare, în condițiile transformării energiei cinetice de la ieșire în energie potențială. Prezența tubului de aspirație permite instalarea rotorului turbinei hidraulice deasupra nivelului apei din bieful aval, deoarece prin depresiunea suplimentară ce apare în zona de ieșire din rotor se crează condiția de creștere a efectului interacțiunii dintre palete și curent [37], [43], [42], [56], [27], [34].

1.2.3 Turbina hidraulică de tip Kaplan

Turbinele Kaplan și cele elicoidale (palete rotor fixe) sunt utilizate cu eficiență maximă în zona căderilor mici $H = 10 \div 80m$ și a debitelor foarte mari, ajungând până la $Q = 800 \div 900m^3 / s$. Aceste turbine au rotorul tip elice, cu arborele vertical. Rotorul este alcătuit dintr-un butuc pe care se fixează paletele rotorice ($4 \div 8$ palete rotorice), figura 1.10. Paletele rotorului sunt fixe în butuc, perpendiculare pe axa lui dar se pot și rota în jurul axei fusurilor acestora. Restul traseului hidraulic este similar traseului turbinei Francis [37], [43], [42], [27], [21], [47].

Elementele constructive cele mai importante ale unei turbine hidraulice de tip Kaplan sunt prezentate în figura 1.7. Traseul hidraulic al turbinei hidraulice de tip Kaplan este prezentat în figura 1.8. În figurile 1.9 și 1.10 sunt prezentate o turbină hidraulică de tip Kaplan respectiv un rotor Kaplan.



1 - cameră spirală; 2 - aparatul director;
3 - rotorul turbinei; 4 - paletă rotor;
5 - aspirator/difuzor; 6 - butuc.

Fig. 1.7 Părțile componente ale turbinei hidraulice de tip Kaplan

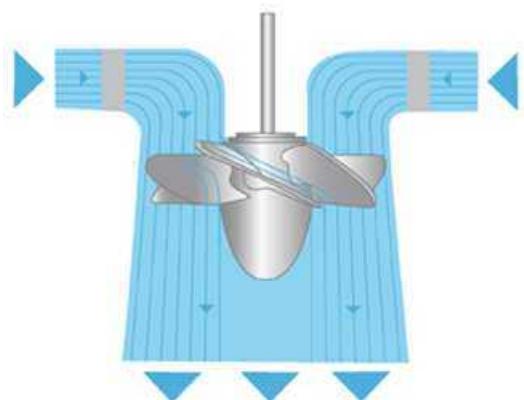


Fig. 1.8 Traseu hidraulic turbină Kaplan

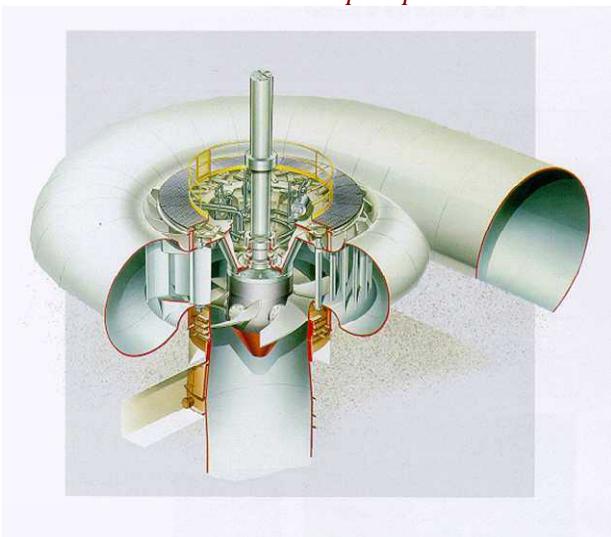


Fig. 1.9 Turbină hidraulică de tip Kaplan

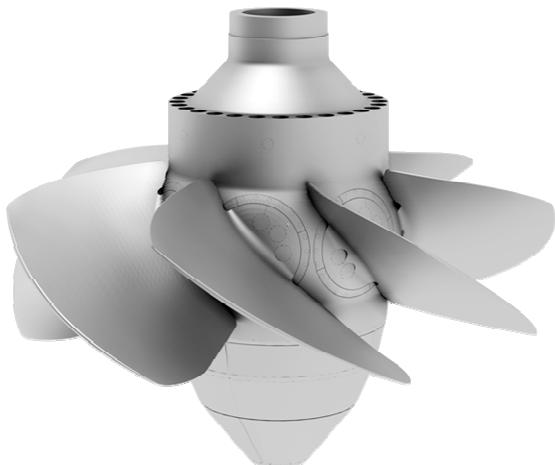


Fig. 1.10 Rotor Kaplan

Întocmai ca și la turbina Francis, curentul de apă este repartizat pe periferia rotorului prin aparatul director, după ce acesta a fost alimentat prin camera spirală. La debite mari, camera spirală se construiește cu secțiunea de formă specială, în general poligonală sau uneori din beton armat. Spre deosebire de turbina hidraulică Francis, turbina Kaplan are dublu reglaj, adică permite orientări convenabile atât paletelor rotorice cât și ale aparatului director [37], [43], [42].

Evacuarea apei are loc în spațiul închis format de tubul aspirator-difuzor, care la debite mari are o formă cotită și este construit din beton armat. Aspiratorul are o formă specială, cu secțiunea crescătoare spre aval pentru a decelera curentul de apă și a recupera energia cinetică [37], [43], [42], [56], [27], [34], [21].

Datorită posibilității mișcării simultane atât a paletelor rotorice cât și a celor directoare se asigură funcționarea în regim combinatoric, funcționare favorabilă din punct de vedere al randamentului, de peste 90% [37], [43], [42], [56], [34], [21].

Complexitatea curgerii prin turbina hidraulică de tip Kaplan face ca la baza determinării dimensiunilor principale să stea metoda similitudinii [37], [43], [42], [56], [27].

1.3 Laboratorul de încercări, pe modele de turbine hidraulice, SULZER din Zurich (Elveția)

Laboratorul de încercări SULZER este conceput pentru modele turbine de joasă cădere. Standul este în circuit închis și este utilizat ușual la încercarea modelelor de turbine Kaplan și bulb. În figura 1.11 este prezentat circuitul hidraulic al standului de încercări [32].

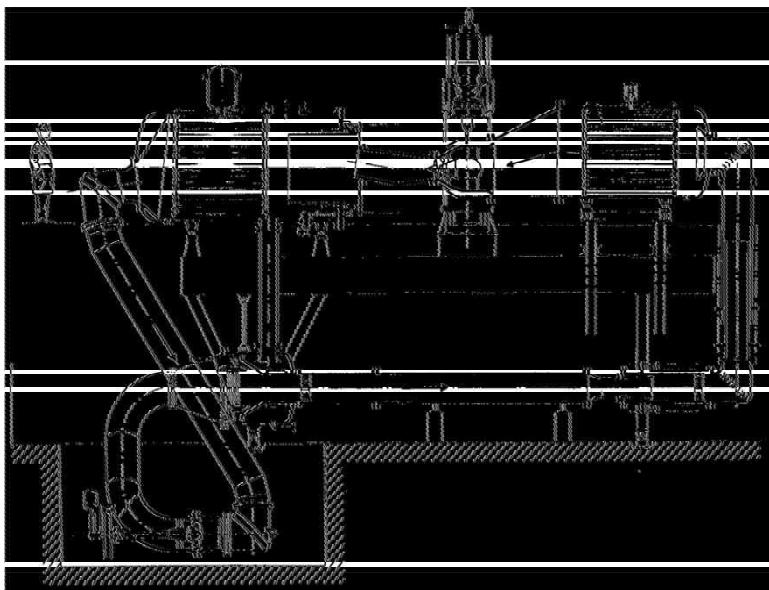


Fig. 1.11 Circuitul hidraulic al standului de încercări SULZER

Tipurile de încercări [32]:

- Caracteristicile modelelor de turbine axiale cu și fără cavitație;
- Observarea fenomenului de cavitație;
- Încercarea turbinelor-pompe axiale.

Principalele caracteristici ale standului sunt [32]:

- căderea de încercare $H_{\max} = 12 \text{ m}$;
- debitul $Q_{\max} = 0.7 \text{ m}^3 / \text{s}$;
- turația $n_{\max} = 250 \div 3200 \text{ rpm}$;
- puterea generatorului frână $P_G = 50 \text{ kW}$;
- sarcina de aspirație $H_S = +8.5 \div (-10) \text{ m.c.a.}$;
- diametrul maxim al rotorului modelului $D_{\max} = 0.308 \text{ m}$.

Tabel 1.1 Instrumente de măsură laborator de încercări Sulzer

Nr.	Parametrii măsuраti	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Cădereea	H [m]	Manometru diferențial ASTRO cu pistoane rotative în ulei	Instalație specială de etalonare	±0.12%	
2.	Sarcina de aspirație	H _s [m.c.a]	Manometru cu tub U de înaltă precizie	Manometru cu coloană de mercur sau apă		
3.	Debitul	Q [m ³ /s]	-Tub Venturi -Debitmetru electromagnetic	-Paravan Anderson -Bazin de etalonare	±0.2%	Diferența de presiune se măsoară cu traductoare
4.	Cuplul	M [kN.m]	-Instalație opto – electrică cu transmitere la distanță a semnalului -Direct cu un braț cu pârghie și greutăți	Etalonare braț și greutăți	±0.1%	
5.	Turația	N [rot/min]	Digital cu un traductor cu cristal de cuarț	Mecanic sau electronic cu un numărător etalon cu cristal de cuarț	±0.05%	
6.	Fluctuația de presiune	Δp [bari]	Traductoare cu cristal de cuarț	Electronic sau cu presiune de apă		
7.	Eforturi și tensiuni	[N/m ²]	Tensometrie electrică rezistivă	Etalonări specifice		

- Eroare aleatoare $\varepsilon_{A\eta} = \pm 0.1\% \text{ [32];}$
- Eroare sistematică randament $\varepsilon_{S\eta} = \pm 0.263\% \text{ [32];}$
- Eroare totală la randament $\varepsilon_{\eta} = \pm 0.281\%. \text{ [32].}$

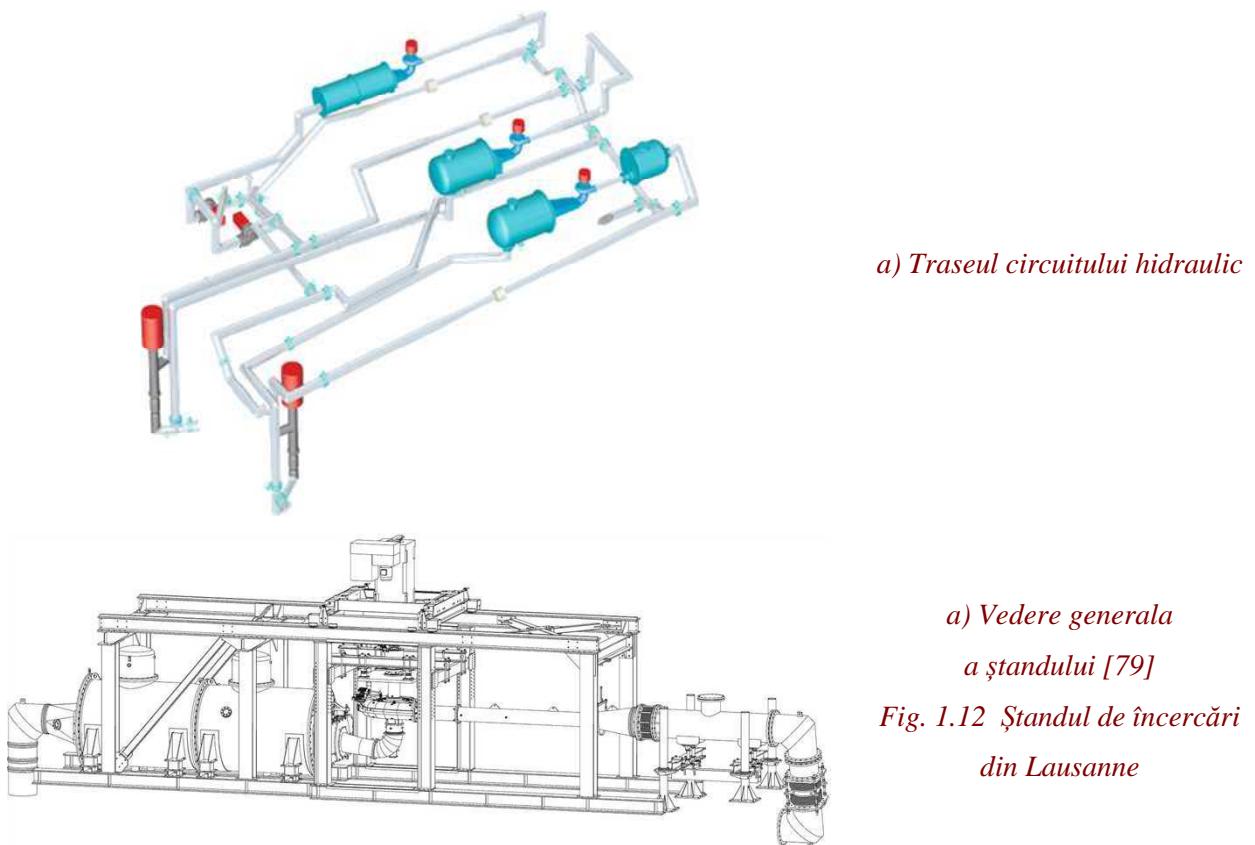
1.4 Laboratorul Institutului de Mașini Hidraulice și Mecanica Fluidelor Lausanne (Elveția)

Laboratorul este renumit pe plan mondial pentru executarea propriilor modele de turbine hidraulice și turbine – pompe și garantarea unui randament cât mai ridicat al acestora, având aplicativitate în hidrocentrale din întreaga lume [100]. Acest laborator are un circuit cu mai multe trasee hidraulice (3 trasee), în care se pot încerca toate tipurile de mașini hidraulice (turbine, pompe, turbine – pompe) cu arbori orizontali sau verticali.

Pe parcursul ultimilor 40 de ani, laboratorul de încercări pentru modele de turbine a fost în permanență actualizat având ca principal scop cercetarea și dezvoltarea mașinilor hidraulice [100]:

- sunt utilizate cele mai noi instrumente de măsură în conformitate cu standardele IEC 60193;
- cele 3 standuri de încercări pot fi ajustate pentru încercarea diferitelor tipuri de modele de turbine hidraulice, pompe sau turbine – pompe;
- automatizarea completă a standului și experiența acumulată de-a lungul timpului permit o evaluare rapidă a performanțelor modelului ținând cont de calitatea și precizia măsurătorilor;
- fiecare dintre cele 3 standuri de încercări este independent unul față de celălalt și permit testarea în paralel pe diferite modele de turbine.

În figura 1.12 este prezentat circuitul hidraulic al laboratorului respectiv cele trei trasee [80].



Principalele caracteristici ale standului [100]:

	<i>Stand Nr.1</i>	<i>Stand Nr.2</i>	<i>Stand Nr.3</i>
- căderea de încercare	$H_{\max} = 100 \text{ m}$	$H_{\max} = 120 \text{ m}$	$H_{\max} = 100 \text{ m}$
- debitul	$Q_{\max} = 1.4 \text{ } m^3 / s$	$Q_{\max} = 1.4 \text{ } m^3 / s$	$Q_{\max} = 1.4 \text{ } m^3 / s$

	<i>Stand Nr.1</i>	<i>Stand Nr.2</i>	<i>Stand Nr.3</i>
- turația	$n_{\max} = 1500 \text{ rpm}$	$n_{\max} = 2500 \text{ rpm}$	$n_{\max} = 2500 \text{ rpm}$
- puterea maximă a generatorului frână	$P_{\max} = 300 \text{ kW}$	$P_{\max} = 300 \text{ kW}$	$P_{\max} = 300 \text{ kW}$
- sarcina de aspirație	$H_s = (-10) \div (+10)$ m.c.a	$H_s = (-10) \div (+10)$ m.c.a	$H_s = (-10) \div (+10)$ m.c.a
- diametrul maxim al rotorului turbinei	$D_{\max} = 0.40 \div 0.50 \text{ m}$	$D_{\max} = 0.40 \div 0.50 \text{ m}$	$D_{\max} = 0.40 \div 0.50 \text{ m}$
- puterea pompei circuitului	$P_p = 900 \text{ kW}$	$P_p = 1000 \text{ kW}$	$P_p = 2 \times 400 \text{ kW}$

Tabel 1.2 Instrumente de măsură laborator al Institutului de Mașini Hidraulice și Mecanica Fluidelor

Nr.	Parametrii măsuраți	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii măsură	Obs.
1.	Cădereea	H [m]	Manometru diferențial ASTRO cu pistoane rotative în ulei, cu 3 domenii: 7 ÷ 40 m 40 ÷ 72 m 70 ÷ 104 m	Instalație de etalonare ASTRO	Eroare $\Delta H/H \times 100 = -0.019\%$	Într-un punct
2.	Sarcina de aspirație	H_s [m.c.a.]	Manometru diferențial inductiv HBM cu domeniile de măsură: 0 ÷ 5.0 m.c.a 5 ÷ 10 m m.c.a 0 ÷ -5 m m.c.a -5 ÷ -10 m.c.a	Etalonare cu manometru cu mercur		
3.	Debitul	Q [m^3/s]	Debitmetru electromagnetic Kent cu două domenii: 0 ÷ 0.20 m^3/s 0 ÷ 1.35 m^3/s	- Etalonare volumetrică cu bazin de 1500 m^3	-0.006%	Pentru un punct de măsură
4.	Cuplul	M [kN.m]	-Ptr. cuplul principal, statorul generatorului frână este pus pe lagăre hidrostaticice - Pentru măsurarea cuplului de frecare în lagărul turbinei, de asemenea acesta este prevăzut cu lagăr hidrostatic	Etalonare cu greutăți etalon	$\pm 0.01\%$ -0.079%	Pentru un punct Pentru un punct
5.	Turația	N [rot/min]	Roată dințată cu traductor electromagnetic	Etalonare prin comparare cu alte dispozitive		
6.	Temperatura	T [$^{\circ}\text{C}$]	Termistor	Etalonare cu termometru cu mercur		
7.	Eforturi și tensiuni	[N/m^2]	Tensometrie electrică rezistivă	Etalonări specifice		

Pentru fiecare circuit hidraulic al ștandului de încercări este amenajată o cameră de comandă de unde pot fi realizate majoritatea operațiilor de setare a parametrilor turbinelor, necesare măsurătorilor ce urmează a fi efectuate. Acest lucru este posibil datorită sistemului de achiziții de date de ultimă generație și a unei aplicații prin intermediul căruia sunt controlate toate echipamentele ștandului de încercări [100].

În figura 1.13 este prezentată o cameră de comandă al unui traseu hidraulic din ștand, iar în figura 1.14 un ecran din aplicație pentru setarea parametrilor [100].



Fig. 1.13 Cameră de comandă



Fig. 1.14 Ecran principal soft pentru setarea parametrilor

Fiecare sistem din camera de comandă oferă [100]:

- afișarea datelor în timp real;
- butoane de reglaj ce permit setarea parametrilor necesari cu o precizie de 0.05% (cădere, debit, turație, etc.);
- configurare ușoară, în funcție de necesitățile fiecărui proiect.

1.5 Ștandul de încercări modele de turbine cu reacțiune a Institutului de Cercetare din Gratz (Austria)

Ștandul de încercări Astro este printre cel mai precis ștand din lume. Randamentele turbinelor hidraulice, pompelor și turbinelor – pompe sunt măsurate cu o precizie de sub 0.1%. Majoritatea echipamentelor din dotarea ștandului, utilizate pentru măsurarea și prelucrarea rezultatelor experimentale, sunt dezvoltate de către firma ASTRO [96]. Standul lucrează în circuit închis, în regim de măsurători, fiind conceput pentru încercarea pe modele de turbine de tip Francis, Kaplan și bulb, permitând măsurători pentru turbine cu ax orizontal și vertical.

În figura 1.15 este prezentată o vedere generală a ștandului de încercări ASTRO.

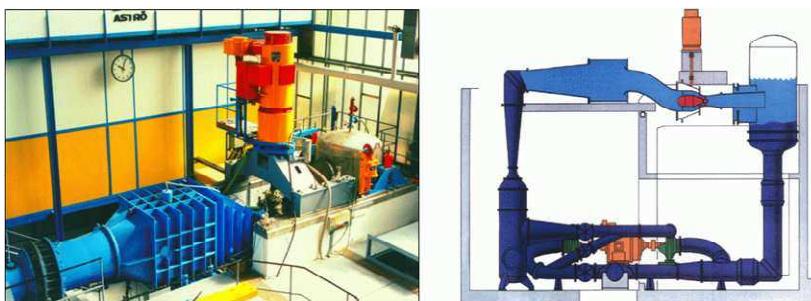


Fig. 1.15 Vedere generală a standului de încercări ASTRO

Circuitul hidraulic al standului de încercări este prezentat în figura 1.16.

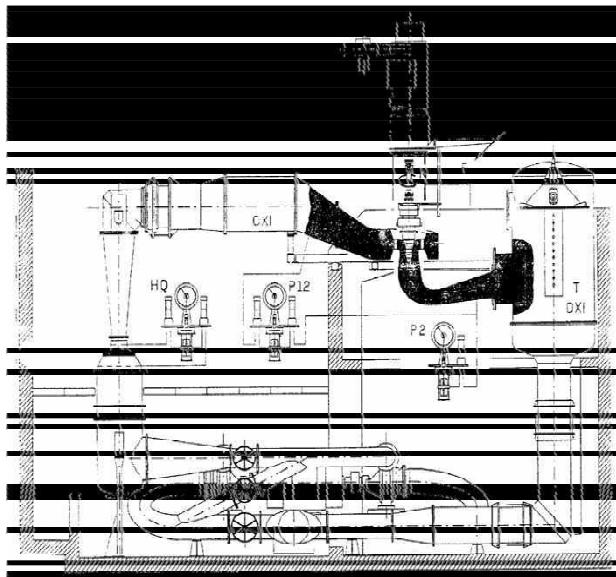


Fig. 1.16 Circuitul hidraulic al standului de încercări

Principalele caracteristici ale standului sunt:

- cădere de încercare $H_{\max} = 100 \text{ m}$;
- debitul $Q_{\max} = 1.2 \text{ } m^3 / s$;
- turația la turbinele bulb $n_{\max} = 2000 \text{ rpm}$;
- la turbinele Francis și Kaplan $n_{\max} = 2500 \text{ rpm}$;
- puterea generatorului frână $P_G = 450 \text{ kW}$;
- presiunea maximă realizabilă în sistem $p_{\max} = 1300 \text{ KPa}$.

Standul de încercări modele de turbine în circuit închis permite măsurători energetice și cavitaționale. Pompele centrifuge sunt antrenate de motoare electrice de 480 kW și pot fi conectate în serie sau în paralel. Debitul se măsoară cu tubul Venturi. Turbina model este fixată între tronsonul de intrare în camera spirală și rezervorul aval. Arborele modelului are două sisteme de lagăre hidrostatice, deoarece cuplarea cu generatorul frână se face cu ajutorul unui cuplaj cardanic. În aceste condiții, pierderile prin frecare în lagărul turbinei și prin etanșări se transmit la un lagăr

hidrostatic, în timp ce momentul principal se măsoară direct prin intermediul unui braț conectat la partea oscilantă a lagărului hidrostatic principal [72].

Tabel 1.3 Instrumente de măsură stand de încercări Astro

Nr.	Parametrii măsuраti	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Cădere	H [m]	Manometru ASTRO cu pistoane rotative în ulei, cu domeniul de măsură de 250 KPa	Instalație de etalonare ASTRO	±0.102%	
2.	Sarcina de aspirație	H _s [m.c.a]	Manometru ASTRO cu pistoane rotative în ulei, cu domeniul de măsură -90 KPa la +400 KPa	Instalație de etalonare ASTRO	±0.1%	
3.	Debitul	Q [m ³ /s]	Unul sau două tuburi Venturi de diametre diferite. Diferența de presiune se măsoară cu manometru ASTRO	- Etalonare volumetrică cu bazin de aprox. 115 m ³	±0.163%	
4.	Cuplul	M [kN.m]	Sistemul este pe lagăr hidrostatic, aşa cum s-a descris	Cu greutăți etalon	±0.102%	
5.	Turația	N [rot/min]	Disc cu fante și traductor adekvat	Etalonare prin comparare alt aparat de măsurat turația	±0.02%	
6.	Temperatura	T [° C]	Termometru cu indicator digital. Măsoară temperatura apei în rezervorul aval.	Certificat de etalonare departament de control		
7.	Conținut de aer în apă	Q ₂ [l]	Electrod SYLAND 400E, tip C, traductor 6000 DIN ADDIFLEX HA 220	Certificat de etalonare laborator chimic		Determină conținutul de oxigen în apă
8.	Deschiderea paletelor directoare	a _o [mm]	Traductor unghiular			
9.	Împingere axială	F _{ax} [kN]	Împingere axială rezultă din măsurarea presiunii uleiului în lagărul hidrostatic axial	Etalonare cu o presă hidraulică atașată de arbore		
10.	Pulsăriile de presiune	Δp		Certificat de etalonare departament de control		

Erori globale privind randamentul: ca mărime compusă, eroarea de măsurare la randament depinde de erorile de măsură individuale ale debitului, căderii, momentului și turației [72]:

$$\varepsilon_{\eta} = \sqrt{\varepsilon_Q^2 + \varepsilon_H^2 + \varepsilon_M^2 + \varepsilon_n^2} \quad (1.4)$$

Concret, pentru laboratorul analizat:

$$\varepsilon_{\eta \text{ max}} = \pm 0.235\% \quad (1.5)$$

1.6 Standul de încercări modele de turbină cu reacțiune al firmei MCE (VOEST) din Linz (Austria)

Firma MCE Voest a fost înființată după al doilea razboi mondial. Compania furniza echipamente pentru majoritatea proiectelor hidro din Austria, proiecte care trebuiau să asigure energia electrică pentru întreaga țară [95]. Această firmă, în anul 2006, a devenit membru al grupului de firme Andritz schimbându-și denumirea în Andritz Hydro. Andritz Hydro este unul dintre cei mai importanți furnizori, la nivel mondial, de servicii și echipamente electromecanice pentru hidrocentrale. Compania realizează proiectarea și execuția de turbine hidraulice (de tip Kaplan, Bulb, Francis și Pelton) și turbine – pompe precum și microturbine pentru căderi mici și mari [95].

În Linz, Austria, există un laborator de încercări pentru modele de turbine cu reacțiune. Standul de încercări datează din anul 1968 fiind în prezent cel mai mare laborator de cercetare și dezvoltare malini hidraulice din cadrul grupului de firme Andritz. Acest stand a fost modernizat, inaugurarea lui făcându-se în anul 2006 [95].

În figura 1.18 este prezentată clădirea în care se află laboratorul de încercări modele de turbine hidraulice, în figura 1.17 o vedere generală a standului iar în figura 1.19 încadrarea modelelor de turbine în stand [95].



Fig. 1.17 Vedere generală a standului



Fig. 1.18 Amplasarea standului de încercări



Fig. 1.19 Încadrare modele în stand

Acest stand de încercări este folosit pentru măsurători energetice și cavitationale. Circuitul hidraulic al standului de încercări este prezentat în **figura 1.20 [89]**.

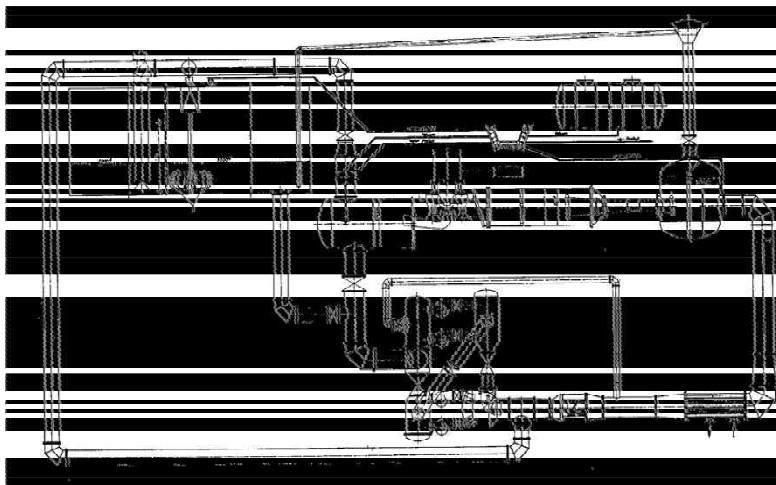


Fig. 1.20 Circuitul hidraulic al standului de încercări

Principalele caracteristici ale standului sunt:

- cădere de încercare $H_{\max} = 155 \text{ m}$;
- debitul $Q_{\max} = 1.75 \text{ m}^3 / \text{s}$;
- turația $n = 3300 \text{ rpm}$;
- puterea generatorului frână $P_G = 520 \text{ kW}$;
- sarcina de aspirație $H_S = +20 \div (-10) \text{ m.c.a.}$;
- diametrul rotorului modelului $D_{\max} = 0.30 \div 0.60 \text{ m}$.

Tabel 1.4 Instrumente de măsură stand de încercări al firmei MCE

Nr.	Parametrii măsurați	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Căderea	H [m]	Manometru diferențial ASTRO cu pistoane rotative în ulei	Instalație de etalonare ASTRO	$\pm 0.05\%$	
2.	Sarcina de aspirație	H_S [m.c.a.]	Manometru diferențial ASTRO cu pistoane rotative în ulei	Instalație de etalonare ASTRO	$\pm 0.04\%$	
3.	Debitul	Q [m^3/s]	Tub Venturi. Diferența de presiune este măsurată cu manometru ASTRO	Bazin de etalonare	$\pm 0.2\%$	
4.	Cuplul	M [kN.m]	Statorul generatorului frână este pus pe lagăre hidrostatice	Cu greutăți etalon	$\pm 0.011\%$	
5.	Turația	N [rot/min]	Disc cu fante și traductor inductiv	Etalonare prin comparare cu alt instrument de măsurat turația		

Eroarea de măsură a randamentului este de : $\varepsilon_{\eta} = \pm 0.25\%$.

Activitățile de cercetare ale firmei Andritz Hydro sunt orientate spre optimizarea performanțelor hidraulice, mecanice și electrice. Acest lucru se realizează prin dezvoltarea și aplicarea noilor metode de simulare numerică și prin măsurătorile realizate în standul de încercări. Măsurarea și prelucrarea rezultatelor experimentale este complet automatizată, asigurând o măsurare cât mai precisă a parametrilor modelului și care împreună cu proiectare asistată de calculator garantează dezvoltarea unui produs cât mai fiabil aducând clienților mari beneficii [95].

În figura 1.21 este prezentată camera de comandă a standului de încercări.



Fig. 1.21 Camera de comandă

1.7 Standul de încercări modele de garanție al Direcției de Cercetare al S.C. HydroEngineering S.A. din Reșița (România)

Firma HydroEngineering S.A. dispune de un stand de încercări experimentale, care asigură cercetări pentru modele de turbine hidraulice și turbine – pompe de tip Francis, Kaplan și bulb. În figura 1.22 este prezentată o vederea de ansamblu a laboratorului utilizat pentru achiziția datelor experimentale a modelului incercat, iar în figura 1.23 încadrarea unui model în standul firmei Hydro Engineering [83].



Fig. 1.22 Vedere generală a standulu



Fig. 1.23 Încadrare model în stand

Standul de încercări a fost conceput pentru modele de turbine hidraulice și turbine – pompe cu reacțiune. În regimul de măsurători, standul lucrează în circuit închis, dar există posibilitatea de a fi efectuate măsurători și în circuit deschis. În regimul de etalonare, standul funcționează în regim deschis pentru etalonarea debitmetrelor respectiv a altor mărimi [93], [66].

Acest stand a fost conceput pentru încercarea pe modele a tuturor tipurilor de turbine cu reacțiune atât energetic cât și cavitational [66]. Circuitul hidraulic al acestui stand este prezentat în figura 1.24 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;
- **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, care este cuplat cu **generatorul frână**;
- **rezervorul aval**;
- **coloana de aspirație**.

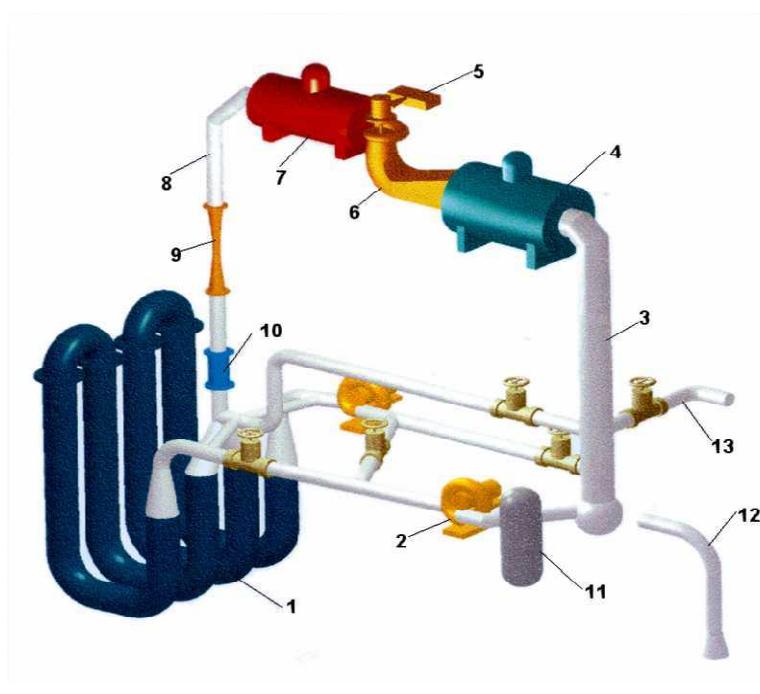


Fig. 1.24 Standul de garanție al firmei Hydro Engineering S.A.

- 1 – Reabsorbitorul
- 2 – Stația de pompă (două pompe)
- 3 – Coloana de aspirație
- 4 – Rezervor aval
- 5 – Generator frână
- 6 – Modelul supus încercărilor
- 7 – Rezervor amonte
- 8 – Coloana de presiune
- 9 – Venturimetru
- 10 – Debitmetru electromagnetic
- 11 – Rezervor tampon
- 12 – Circuit de aspirație
- 13 – Circuit de presiune

Principalele caracteristici ale standului sunt:

- cădere de încercare $H_{\max} = 4 \div 80 \text{ m}$;
- debitul $Q_{\max} = 0.2 \div 2.7 \text{ m}^3 / \text{s}$;

- turația $n = 0 \div 3000 \text{ rpm}$;
- puterea generatorului frână $P_G = 600 \text{ kW}$;
- sarcina de aspirație $H_S = +20 \div (-8.5) \text{ m.c.a.}$;
- diametrul maxim al rotorului modelului $D_{\max} = 0.50 \text{ m.}$

Instrumente de măsură utilizate

Cădereea $H[m]$, la încercarea modelelor este dată de diferența de presiune conform codului IEC și se măsoară cu un manometru diferențial cu pistoane rotative, a cărui clasă de precizie este de $\pm 0.05\%$.

Debitul $Q[m^3 / s]$ se măsoară cu două instrumente, un debitmetru electromagnetic și un tub Venturi. Tubul Venturi are rol de verificare a măsurătorii și este conectat la un manometru diferențial cu pistoane rotative, a cărui clasă de precizie este de $\pm 0.2\%$.

Turația $n[\text{rot/min}]$ se măsoară cu un disc cu fante montat pe axul generatorului – frână, un traductor inductiv și un numărător electronic de turație, a cărui clasă de precizie este de $\pm 0.1\%$.

Cuplul $M[kNm]$ este dezvoltat de rotorul modelului și este măsurat folosind o balanță automatizată de înaltă precizie cu autoechilibrare. Statorul generatorului – frână este pe lagărul hidrostatic care permite măsurarea momentului (cuplului) fără pierderi mecanice în lagăre sau etanșări. Precizia de măsurare este de $\pm 0.01\%$.

Sarcina de aspirație $H_S[m.c.a]$ se măsoară cu un manometru diferențial cu pistoane rotative a cărui precizie de măsurare este de $\pm 0.1\%$.

Temperatura apei $T[^{\circ}\text{C}]$ se măsoară cu un traductor rezistiv montat în rezervoul amonte.

Temperatura aerului $T_{aer}[^{\circ}\text{C}]$ se măsoară cu un traductor rezistiv montat în sala standului.

Presiunea atmosferică p_a se măsoară cu un barometru cu celulă Bartan.

Împingerea axială $F_{ax}[kN]$ se determină din măsurarea presiunii în lagărul hidrostatic axial.

Deschiderea paletelor directoare $a_0[mm]$ se măsoară cu un traductor unghiular de poziție.

Pozitia paletelor rotorice $\varphi[grade]$ se măsoară prin divizare unghiulară și fixare rigidă.

Cantitatea de aer din apă $\alpha[\%]$ se măsoară cu un aparat Van Slyke.

Toate aceste instrumente de măsură asigură o precizie după cum urmează:

- pentru randament $\eta \pm 0.2\%$;
- pentru coeficientul de cavitație $\sigma \pm 0.2\%$.

Pentru asigurarea unei sarcini de aspirație constantă 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. Turația modelului este menținută la o valoare prescrisă prin intermediul unui regulator digital. Toate comenziile și sistemele de reglare automată sunt centralizate la un pupitru de comandă al standului. Măsurarea și prelucrarea rezultatelor experimentale sunt complet automatizate, folosindu-se în acest scop două sisteme automate, unul de bază și unul de rezervă, fiecare cu calculatorul său de proces [66].

Sistemul de achiziție a datelor. În acest scop se utilizează un sistem de achiziție comandat de un calculator de proces. Calculatorul de proces poate să realizeze achiziția a "n" valori ale mărimilor măsurate. După achiziționarea a "n" valori a mărimii măsurate, urmează faza de prelucrare a rezultatelor ce constă în efectuarea mediei aritmetice a fiecărei mărimi măsurate în parte precum și calculul altor parametrii necesari în cadrul procesului. Toate mediile aritmetrice și mărimile calculate se pot vedea pe monitor. De asemenea, calculatorul de proces mai efectuează și următoarele operații:

- Sesizează momentul stabilizării regimului de funcționare și comandă automat începerea achiziției de date;
- Monitorizează mărimile H_T , H_S , n și A_0 pe toată durata funcționării standului și prezintă aceste mărimi într-un loc special pe monitor;
- Este dotat cu un sistem de alarmă acustic și vizual în caz de depășire a domeniilor setate;
- Validarea punctului de măsură de către operator;
- Procesarea superioară a datelor pentru obținerea caracteristicilor energetice, cavitationale și de ambalare ale modelului testat;
- Listarea și introducerea în arhivă a rezultatelor parțiale ale încercărilor.

Metodologia de efectuare a măsurătorilor și prelucrarea rezultatelor. În standul de garanții se pot efectua măsurători pe model de turbină și măsurători pe turbine – pompe în regim de pompare.

Măsurători pe model de turbină [33], [66]:

- Măsurători energetice în urma căror se obține diagrama universală a modelului de turbină;
- Măsurători de ambalare în urma căror se determină diagramele:

$$a_a = f(n_{11}) \quad (1.6)$$

$$a_o = f(Q_{11}) \quad (1.7)$$

$$n_{11} = f(Q_{11}) \quad (1.8)$$

- Măsurători cavitационale în urma cărora se determină coeficienții de cavitatie $\sigma_{cr}=\text{const.}$, care se transpun pe diagrama universală a modelului. Pentru aceasta se determină:

$$\sigma = f(\eta) \quad (1.9) \qquad \sigma = f(Q_{11}) \quad (1.10) \qquad \sigma = f(M_{11}) \quad (1.11)$$

- Măsurători de garanție în urma cărora se obțin curbele de garanție.

$$\eta = f(Q_{11}) \quad (1.12) \qquad \eta = f(P) \quad (1.13)$$

1.8 Standul de încercări de randament și cavitatie a turbinelor Kaplan și bulb, Kvaerner Hydro din Trollhattan (Suedia)

Laboratorul de încercări pe modele de turbine a fost înființat în anul 1958. De la început, laboratorul a fost prevăzut să funcționeze atât în circuit închis cât și în circuit deschis necesar pentru determinarea randamentului modelului încercat. Pe parcursul anilor laboratorul a fost modernizat adăpostit încât să poată fi realizate și măsurători cavitационale. Laboratorul de încercări se găsește în Suedia împreună cu alte departamente ale firmei Kvaerner Hydro (figura 1.25) [85], [99].



Fig. 1.25 Amplasarea firmei Kvaerner Hydro

În figura 1.26 este prezentat circuitul hidraulic al standului de încercări Kvaerner [76].

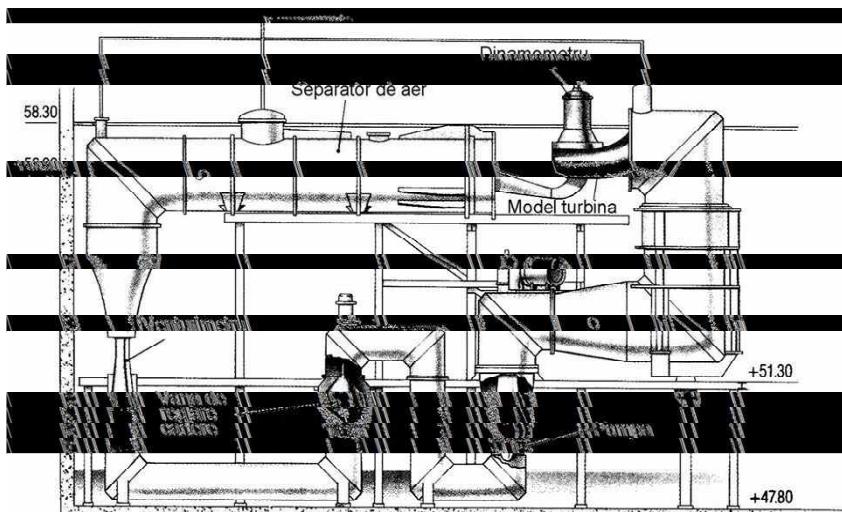


Fig. 1.26 Circuitul hidraulic al standului de încercări Kvaerner

Principalele caracteristici ale standului sunt:

- cădere de încercare $H_{\max} = 0.5 \div 8 \text{ m};$
- debitul $Q_{\max} = 1.6 \text{ } m^3 / s;$
- diametrul maxim al rotorului modelului $D_{\max} = 0.50 \text{ m.}$

Tabel 1.5 Instrumente de măsură stand de încercări Kvaerner Hydro

Nr.	Parametrii măsuраti	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Cădere	H [m]	Traductor de presiune	-	-	
2.	Sarcina de aspirație	H _s [m.c.a]	Traductor de presiune	-	-	
3.	Debitul	Q [m ³ /s]	Tub Venturi	-	-	
4.	Cuplul	M [kN.m]	Sistem de lagăre hidrostatice și dinamometru electric	-	-	
5.	Turația	N [rot/min]	Dispozitiv adecvat cu traductor electronic	-	-	

Sursa bibliografică avută la dispoziție nu dă detalii privitoare la precizii de măsură și metode de etalonare a instrumentelor de măsură. Desigur, standul se încadrează în prescripțiile IEC și, având în vedere instrumentele de măsură folosite, este de presupus că eroarea de măsură a randamentului este aproximativ $\varepsilon_{\eta} = \pm 0.3\%$ [76].

Firma Kvaerner Hydro investește continuu în cercetarea și dezvoltarea mașinilor hidraulice. În laboratorul de încercări se testează și se dezvoltă turbine hidraulice cu randamente și caracteristici cavitационale cât mai bune, cu scopul de a obține soluții de proiectare cât mai ieftine. Pentru a reduce costurile proiectării și execuției unei turbine hidraulice, turbina se va realiza la dimensiuni cât mai reduse. Cu toate acestea viteza de curgere prin turbină devine tot mai mare și astfel se produce fenomenul de cavităție. Dimensiunile turbinei sunt determinate de fenomenul de cavităție. Firma Kvaerner Hydro oferă o gamă largă de turbine în soluții constructive testate și dezvoltare în laboratorul propriu [85].

În anul 2007 firma Kvaerner Hydro a fost preluată de către grupul de firme Rainpower, fiind denumită în prezent Rainpower Kristinehamn AB.

1.9 Stațiunea universală de încercări modele de turbine hidraulice RIVA CALZONI din Milano (Italia)

În funcție de tipul modelului și modul său de aranjare în stațiune, se pot amenaja trei standuri de încercări în același circuit hidraulic:

- stand pentru modele cu ax orizontal, pentru modele bulb, modele de turbine-pompe bulb, pompe;

- stand pentru modele cu ax vertical, pentru modele Kaplan, Francis și pompe;
- stand cu ax orizontal, pentru modele Kaplan, Francis și pompe.

În figura 1.27 este prezentat circuitul standului de încercări pentru modele de turbine cu ax vertical și care funcționează în circuit închis [90].

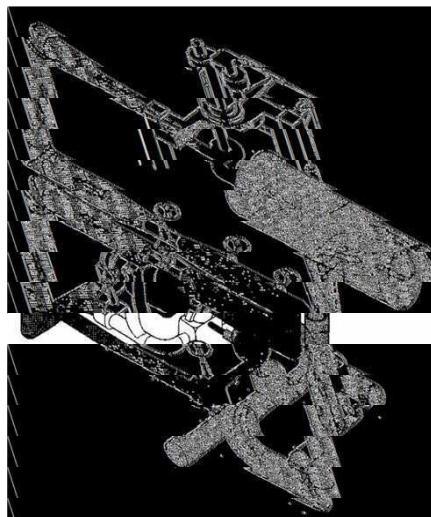


Fig. 1.27 Circuitul standului de încercări Riva Calzoni

Principalele caracteristici ale standului:

- cădere de încercare $H = 5 \div 130$ m;
- debitul $Q_{\max} = 1.2 \text{ } m^3 / s$;
- turația $n_{\max} = 2500 \text{ rpm}$;
- puterea generatorului frână $P_{\max} = 500 \text{ kW}$.

Tabel 1.6 Instrumente de măsură stand de încercări Riva Calzoni

Nr.	Parametrii măsurați	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Cădere	H [m]	-Manometru diferențial cu mercur -Manometru diferențial cu pistoane rotative	Manometru standard cu greutăți etalon	±0.1%	
2.	Sarcina de aspirație	H_s [m.c.a]	Manometru cu mercur	Manometru cu coloană cu apă	±0.2%	
3.	Debitul	Q [m^3/s]	-Venturimetru ca instrument primar de măsurare a debitului. Diferența de presiune se	Bazion de etalonare. Metoda volumetrică.	±0.2%	

Nr.	Parametrii măsurați	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
			măsoară cu manometru diferențial cu mercur - Alt debitmetru instalat în serie cu tubul Venturi ca instrument secundar			
4.	Cuplul	M [kN.m]	Sistem de lagăre hidrostatice	Cu greutăți etalon	±0.15%	
5.	Turația	N [rot/min]	-Frecvențmetru ca instrument primar -cronometru digital	Cu semnale de frecvență etalon	±0.05%	

Precizia de măsurare a randamentului este:

$$\varepsilon_{\eta} = \sqrt{\varepsilon_Q^2 + \varepsilon_H^2 + \varepsilon_M^2 + \varepsilon_n^2} = \pm 0.27\% \quad (1.14)$$

1.10 Standul de încercări modele de joasă presiune al firmei CKD Blansko din Cehia

Compania CKD Blansko Egineering oferă echipamente mecanice, hidroelectrice și tehnologii de execuție pentru turbine și stații de pompare (pentru turbine hidraulice de toate tipurile și mărimele, turbine – pompe și pompe) precum și documentația de proiectare în detaliu, proiectarea hidraulică, modele de testare și măsurători de garanție [81], [73].

Modelele hidraulice și teste pe model sunt necesare în procesul de cercetare și dezvoltare a mașinilor hidraulice. Modelul fizic al mașinii hidraulice este proiectat, executat și testat în standul de încercări al firmei CKD Blansko atât pentru proiectele interne ale firmei cât și pentru clienții externi. Pentru clienții externi se pot executa proiecte de modele și testarea acestora în stand dar se acceptă și proiecte proprii ale acestora [81], [73].

Echipamentul standului de încercări permite testarea mașinilor hidraulice în montaj vertical sau orizontal. Se asigură testări pentru atât pentru modele de turbine hidraulice de tip Kaplan, bulb, Francis, Deriaz cât și pentru modele de turbine – pompe și pompe [81].

Inițial firma CKD Blansko dispunea de un singur stand de încercări dar datorită dezvoltării domeniului hidroenergetic în anul 2011 la începutul lunii decembrie a fost finalizată și inaugurată o altă parte a laboratorului de încercări, și anume un al doilea stand de încercări pentru modele de turbine și turbine – pompe. Astfel, dezvoltarea și acceptarea testelor pe modele de turbine hidraulice

se va desfășura într-un nou laborator de încercări în conformitate cu standardul internațional IEC 60193 [81].

În figura 1.28 o vedere generală a standului iar în figura 1.29 încadrarea unui model în stand [81].



Fig. 1.28 Vedere generală a standului



Fig. 1.29 Încadrarea model în stand

Circuitul hidraulic al standului este prezentat în figura 1.30 [81].

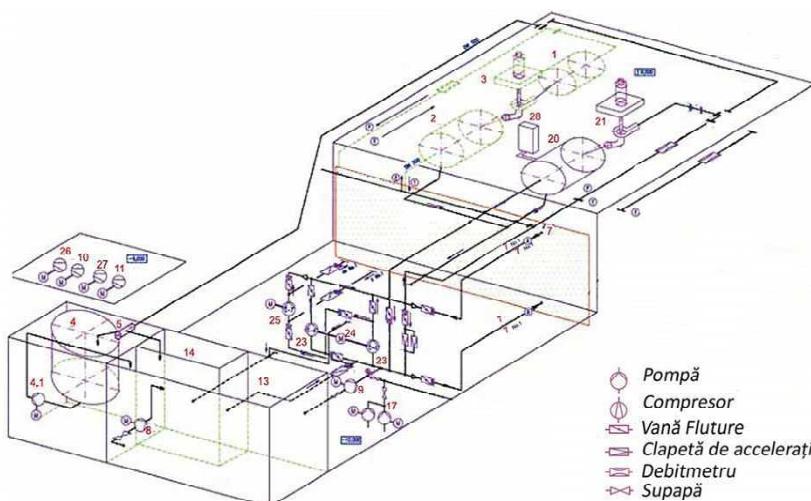


Fig. 1.30 Circuitul hidraulic al standului de încercări CKD Blansko

Standul de încercări Nr. 1

- 1 – Rezervor amonte
- 2 – Rezervor aval
- 3 – Dinamometru + modelul supus încercărilor

Standul de încercări Nr. 2

- 20 – Rezervor aval
- 21 - Dinamometru + modelul supus încercărilor
- 23 – Stație de pompare (două pompe)
- 24 – Motor acționare pompe
- 25 – Pompa
- 26 – Compresor
- 27 – Exhaustor
- 28 – Filtrare și apă de răcire

Echipamente comune pentru standurile de încercări Nr.1 și Nr.2

- 4 – Rezervor tampon
- 5 – Comutator
- 7 – Pompa
- 8 – Pompa de combustibil
- 9 – Pompa de alimentare

- 10 – Compresor
- 11 – Exhaustor
- 13 – Rezervor de stocare
- 14 – Coloană de aspirație
- 17 – Pompare surgeri de apă

Principalele caracteristici ale ștandului [81], [73]:

	<i>Stand Nr.1</i>	<i>Stand Nr.2</i>
- cădere de încercare	$H_{\max} = 120 \text{ m}$	$H_{\max} = 120 \text{ m}$
- debitul	$Q_{\max} = 1.2 \text{ m}^3 / s$	$Q_{\max} = 0.9 \text{ m}^3 / s$
- turația	$n_{\max} = 2000 \text{ rpm}$	$n_{\max} = 2000 \text{ rpm}$
- puterea maximă a generatorului frână	$P_{\max} = 300 \text{ kW}$	$P_{\max} = 300 \text{ kW}$
- diametrul maxim al rotorului	$D_{\max} = 0.40 \text{ m}$	$D_{\max} = 0.40 \text{ m}$

Ștandul de încercări funcționează în două moduri: în regim de măsurători pe model și respectiv în regim de etalonare.

În ștandul de încercări se pot efectua următoarele măsurători:

- măsurători energetice (cădere, debitul, cuplul și turația);
- măsurători cavitационale (puterea și randamentul la diferiți coeficienți de caviitație);
- presiunea de pulsăție;
- caracteristicile de frecvență și amplitudine;
- deschiderea paletelor aparatului director;
- împingerea axială pe rotorul modelului.

Sistemul de achiziție a datelor și de prelucrare a rezultatelor experimentale, pentru modelul de turbină încercat, este complet automatizat. Realizarea modelului fizic a mașinii hidraulice stă la baza cercetărilor teoretice și experimentale. Rezultatele obținute în urma încercărilor sunt în final folosite pentru verificarea parametrilor noului traseu hidraulic proiectat [81], [73].

1.11 Ștandul de încercări modele turbine de joasă cădere și debite mari TOSHIBA din Tokyo (Japonia)

Laboratorul de cercetare mașini hidraulice a fost modernizat în anul 2010 fiind echipat cu instrumente de măsură de înaltă precizie și cu dispozitive de testare care îndeplinesc standardele internaționale IEC. În laborator se efectuează încercări pe modele de turbine hidraulice de diferite tipuri, de la turbine bulb de joasă cădere până la turbine Francis utilizate pentru căderi mari [88].

Noul laborator de cercetare mașini hidraulice Toshiba este acum capabil să satisfacă nevoile în creștere ale clientilor pentru o putere mai mare a mașinilor hidraulice la un cost cât mai redus. Firma dispune de trei ștanduri de încercări de la o cădere joasă până la o cădere medie precum și de

un stand de încercări pentru căderi mari. Capacitatea fiecărui stand îndeplinește cerințele pentru încercarea turbinelor hidraulice și turbinelor pompe și la căderi mari.[88], [88].

Standul de încercări pentru căderi mari permite realizarea măsurătorilor pe un prototip de turbină până la o cădere maximă de 2000 m. Laboratorul este echipat cu sisteme automatizate de măsură de înaltă precizie și cu o mașină de coordonate în 5 axe [88].

Laboratorul Toshiba este dotat cu standuri de încercări pentru toate tipurile de turbine hidraulice. Dintre acestea, pentru lucrarea de față se prezintă standul de joasă cădere. În figura 1.31 este prezentată clădirea în care se află laboratorul de încercări modele de turbine hidraulice iar în figura 1.32 încadrarea unui model în stand [88], [101].



Fig. 1.31 Amplasarea laboratorului de încercări modele de turbine hidraulice



Fig. 1.32 Încadrare model în stand

Circuitul hidraulic al standului este prezentat în figura 1.33 [88].

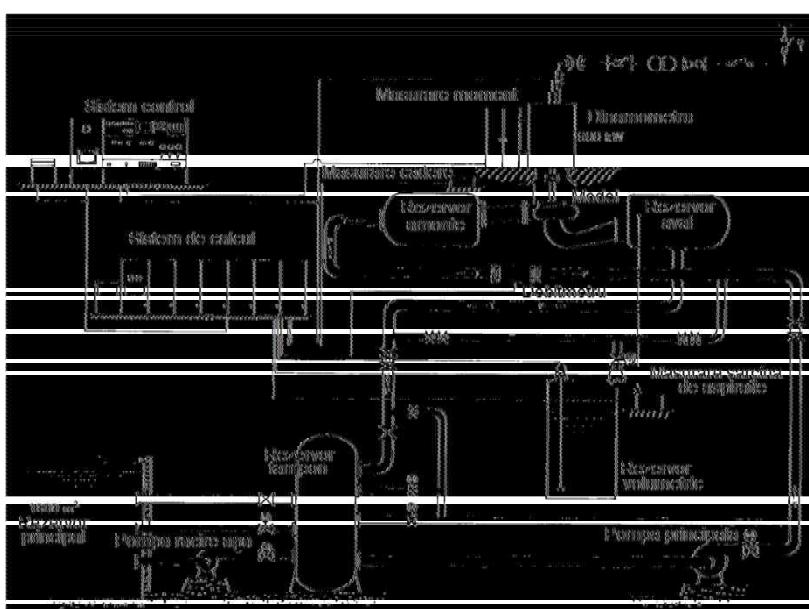


Fig. 1.33 Circuitul hidraulic al standului de încercări TOSHIBA

Principalele caracteristici ale standului:

- cădere de încercare $H_{\max} = 80 \text{ m}$;
- debitul $Q_{\max} = 1.7 \text{ m}^3 / \text{s}$;
- turația $n_{\max} = 3000 \text{ rpm}$;
- puterea generatorului frână $P_G = 900 \text{ kW}$;
- sarcina de aspirație $H_S = +30 \div (-9) \text{ m.c.a.}$

Tabel 1.7 Instrumente de măsură stand de încercări Toshiba [92]

Nr.	Parametrii măsuраti	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Căderea	H [m]	Presiunea se măsoară cu traductoare de presiune cu cuart.	Dispozitiv standard cu piston în aer		
2.	Sarcina de aspirație	H_S [m.c.a.]	Traductoare de presiune ce utilizează timbre tensometrice	Manometru standard cu mercur		
3.	Debitul	Q [m^3/s]	Debitmetru electromagnetic	Bazion de etalonare.		
4.	Cuplul	M [kN.m]	Statorul generatorului frână este un dinamometru.	Cu greutăți etalon	$\pm 0.1\%$	
5.	Turația	N [rot/min]	Numărător electric de impulsuri			

1.12 Standul de încercări MITSUBISHI din Tokyo (Japonia)

Firma Mitsubishi are un stand pentru încercări modele de turbine cu reacțiune conform cu normele IEC și asemănător cu cel al firmei Toshiba. În figura 1.34 este prezentată clădirea în care se află laboratorul de încercări modele de turbine hidraulice iar în figura 1.35 încadrarea unui model în stand [87].



Fig. 1.34 Amplasarea laboratorului de încercări modele de turbine hidraulice



Fig. 1.35 Încadrare model în stand

Principalele caracteristici ale standului [77]:

- căderea de încercare $H_{\max} = 25 \div 100$ m;
- debitul $Q_{\max} = 1.35 \text{ } m^3 / s$;
- turația $n_{\max} = 300 \div 2500$ rpm;
- puterea generatorului frână $P_G = 750$ kW;
- sarcina de aspirație $H_S = +30 \div (-7)$ m.c.a.

1.13 Standul de încercări FUJI pentru modele de medie cădere

Standul de încercări Fuji pentru modele de turbine de medie cădere a fost înființat la fabrica Kawasaki în anul 1951. Fuji Electric și-a extins treptat facilitățile oferite de standul de încercări pentru a satisface cerințele din domeniul cercetărilor hidraulice [78]. În figura 1.36 este prezentată clădirea în care se află standul FUJI iar în figura 1.37 încadrarea unui model în stand [84].

Principalele caracteristici ale standului [78]:

- căderea de încercare $H_{\max} = 80$ m;
- debitul $Q_{\max} = 1.3 \text{ } m^3 / s$;
- turația $n_{\max} = 1250 \div 2000$ rpm;
- puterea generatorului frână $P_G = 400$ kW;
- sarcina de aspirație $H_S = +20 \div (-9)$ m.c.a;
- diametrul modelului $D_{\max} = 0.40 \div 0.70$ m.

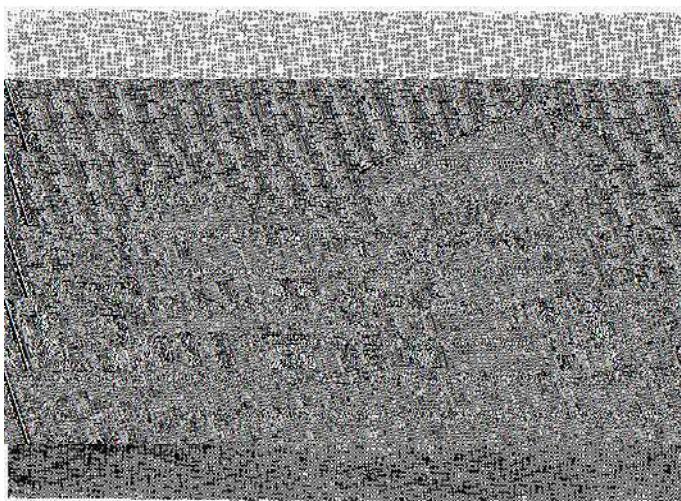
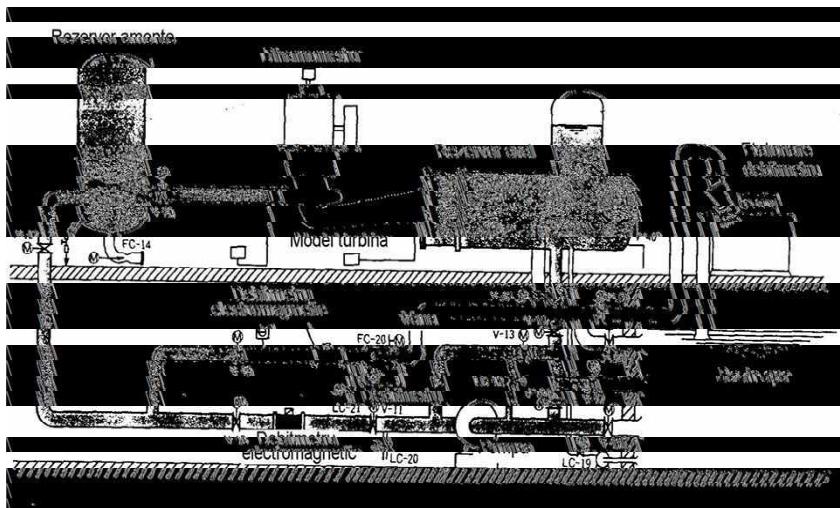


Fig. 1.36 Amplasarea standului FUJI



Fig. 1.37 Încadrare model în stand

Circuitul hidraulic al acestui stand este prezentat în figura 1.38 [78].



*Fig. 1.38 Circuitul hidraulic
al standului FUJI*

Rezervorul amonte și rezervorul aval sunt poziționate în linie dreaptă astfel încât în comportamentul modelului de turbină nu intervene curgerea, presiunea, etc. neuniforme. Deoarece debitmetrele electromagnetice sunt instalate în linie dreaptă cu o distanță suficientă între ele, acestea permit o bună precizie de măsurare a debitului care intră și respectiv ieșe din modelul de turbină [78].

În funcție de tipul încercărilor, standul poate funcționa în cinci moduri [78]:

- regim de măsurători pe modele de turbine hidraulice în circuit deschis;
- regim de măsurători pe modele de turbine hidraulice în circuit închis;
- regim de măsurători pe modele de turbine – pompe în circuit deschis;
- regim de măsurători pe modele de turbine – pompe în circuit închis;
- regim de etalonare.

Aceste regimuri de funcționare pot fi schimbate automat într-un timp relativ scurt prin intermediul unui comutator care se găsește pe panoul de comandă. Pompa este conectată direct la un generator de c.c. a cărui viteza de rotație este reglată de un tiristor static, viteza de rotație a acestuia fiind automat reglată în funcție de căderea de încercare. Dinamometrul generează o energie continuă și o rotație a motorului înainte și înapoi acest lucru ducând la o funcționare stabilă pentru o gamă largă de viteze și încărcări [78].

Operațiile de măsurare și prelucrarea a rezultatelor sunt complet automatizate, în acest scop folosindu-se un calculator de proces. Atunci când diferențele de nivel și de presiune ale apei din rezervoare sunt mari, cum ar fi la pornirea și la oprirea standului de încercări, presiunea este detectată de un transmițător de presiune. Efectuarea măsurătorilor pentru valorile stabilite ale căderii și ale turației sunt introduse în calculatorul de proces care crește automat presiunea și turația

de la o valoare de început până la valoarea stabilită. La pornirea și oprirea standului de încercări, regimul de funcționare devine stabil atunci când este setată turația la o valoare constantă. Căderea de încercare se modifică prin deschiderea sau închiderea supapei de evacuare la o turație constantă a modelului de turbină [78].

Instrumente de măsură utilizate. Puterea modelului de turbină este constantă și precizia instrumentelor de măsură este sporită de controlul automatizat al standului de încercări, astfel precizia măsurătorilor este crescută prin prelucrarea statistică a datelor achiziționate. Măsurătorile de randament și alte performanțe ale modelelor de turbine hidraulice și turbine – pompe sunt detectate digital și citite de un calculator [74].

Tabel 1.8 Instrumente de măsură stand de încercări Fuji

Nr.	Parametrii măsurați	Simbol U/M	Instrumente de măsură	Metode de etalonare	Precizii de măsură	Obs.
1.	Căderea	H [m]	Manometru digital cu cuarț.		0.01 %	
2.	Debitul	Q [m^3/s]	Debitmetru electromagnetic	Bazion de etalonare		
3.	Cuplul	M [kN.m]	Dinamometru			Rezoluție 0.01 Kg
4.	Turația	N [rot/min]	Numărător electronic.		0.1 %	

Etalonarea. Echipamentele pentru măsurarea debitului, cuplului și a căderii trebuie calibrate atât înainte cât și după încercarea modelului fiind astfel crescută acuratețea rezultatelor experimentale. Măsurarea și prelucrarea rezultatelor experimentale este complet automatizată. Deoarece timpul de umplere a rezervorului tampon diferă de debit, precizia de etalonare este îmbunătățită prin potrivirea timpului de umplere a rezervorului cu timpul de citire a datelor de către debitmetrul electromagnetic. Etalonarea automatizată necesită doar un operator și scutește jumătate din timpul necesar unei etalonări manuale [78].

Măsurători. În cazul măsurătorilor trebuie verificat momentul de stabilizare a regimului de funcționare. Măsurătorile se realizează prin prelevarea unui anumit număr de eșantioane într-o anumită perioadă de timp pentru o mărime măsurată, de obicei 100 de eșantioane în 20 secunde. Fiecare eșantion este comparat cu o valoare superioară și una inferioară, valori prestabilite, iar apoi este realizată media aritmetică a eșantioanelor prelevate pentru fiecare mărime în parte [78]. Pe lângă parametrii specifici încercărilor energo - cavitационale, standul permite și o măsurare a presiunii atmosferice, a deschiderii paletelor aparatului director și respectiv a împingerii axiale pe rotor [78].

1.14 Standul de încercări LMZ (Leningradsky Metallichesky Zavod)

Standul de încercări LMZ/EKS-100, figurile 1.39, 1.40, a fost construit în anul 1961. Acest stand este destinat efectuării măsurătorilor energetice și cavitационale pentru modele de turbine hidraulice cu reacție, și a mașinilor reversibile de tipul turbine – pompe [86].



Fig. 1.39 Vedere generală a standului LMZ/EKS-100



Fig. 1.40 Încadrare model în stand

Echipamentul principal al standului este situat pe două nivele a căror structură este realizată din beton armat care se sprijină pe o fundație masivă, aceasta fiind izolată de clădirea laboratorului pentru a preveni posibila transmitere a vibrațiilor de la alte unități de încercare. Stația de pompă, supapele, reabsorbitorul și regulatorul de presiune sunt situate la nivelul inferior la -5 m altitudine. Rezervorul aval, rezervorul amonte, venturimetru și modelul de turbină sunt situate la nivelul superior la 6.5 m altitudine. Diferența de 11.5 m dintre nivelul superior și nivelul inferior creează condiții favorabile pentru fenomenul de cavitare, condiții necesare pentru realizarea măsurătorilor cavitационale [86].

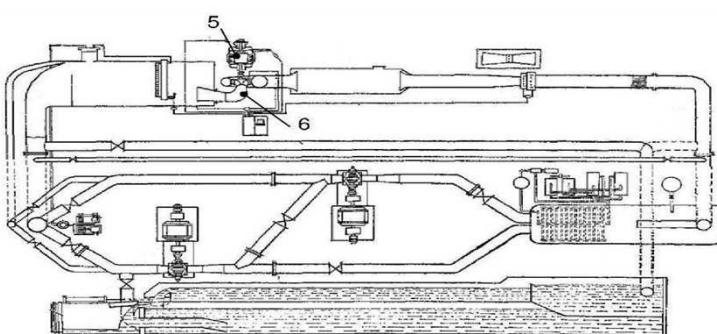
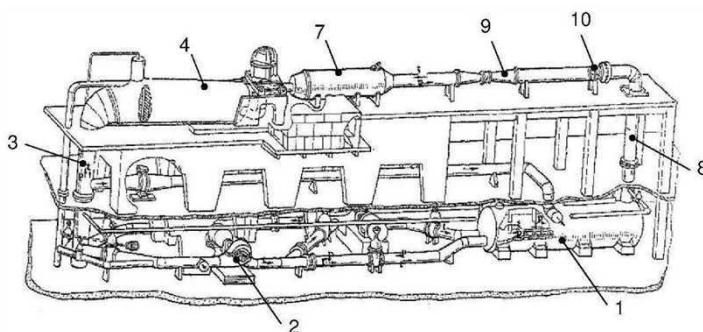


Fig. 1.41 Standul LMZ/EKS-100

- 1 – Reabsorbitor;
- 2 – Stația de pompă;
- 3 – Coloana de aspirație;
- 4 – rezervor aval;
- 5 – Generator frână;
- 6 – Model turbină;
- 7 – Rezervor amonte;
- 8 – Coloana de presiune;
- 9 – Venturimetru;
- 10 – Grătar;

Principalele caracteristici ale ștandului:

- diametrul rotorului $D_{\max} = 0.35 - 0.50$ m;
- căderea maximă de încercare..... $H_{\max} = 20$ m pentru Kaplan;

$$H_{\max} = 100 \text{ m pentru Francis.}$$

Reabsorbitorul este amplasat după stația de pompare pentru a oferi condiții stabile de modelare a proceselor de cavităție la cota – 5 m. Recipientul său are un volum de $100m^3$ și are rolul de a îngloba în apă aerul degajat în timpul încercărilor de cavităție. În partea inferioară a reabsorbitorului se regăsește bateria sistemului de răcire iar în partea superioară un recipient de aer comprimat, de la care aerul neutilizat este drenat printr-o conductă cu diametrul de 50 mm spre stația de pompare [86].

Rezervorul aval are un diametru de 3.5 m și o lungime de 10 m. În capătul rezervorului, capătul cel mai îndepărtat de model, este un perete de prea plin care face posibilă stabilirea scufundării necesare a rotorului și reducerea nivelului de fluctuații în timpul încercărilor energetice. În partea superioară a rezervorului există o conductă de aer conectată cu conductele de aspirație ale stației de pompare și un rezervor de suprapresiune, prin care, cu ștandul în circuit închis, este reglată cantitatea de aer necesară pentru îndeplinirea celor mai stricte condiții în timpul încercărilor de cavităție. Rezervorul aval este conecat la coloana de aspirație, prin intermediul căreia transportă apa la conductele de aspirație ale stației de pompare. Condițiile de cavităție în rezervorul aval sunt create prin intermediul a două pompe de vacum și un regulator de presiune [86].

Sistemul de supape și conducte permite conectarea separată a pompelor din stația de pompare, în serie sau în paralel și permite funcționarea ștandului în circuit închis sau deschis [86].

Camera de comandă se află la nivelul superior, la același nivel ca și modelul de turbină, fiind o cameră izolată cu un înveliș dublu care asigură reducerea nivelului de zgomot precum și o temperatură constantă. În această cameră se regăsesc toate dispozitivele pentru măsurarea și controlul parametrilor modelului de turbină încercat [86].

Ștandul de încercări este prevazut cu un sistem de reglare automată pentru [86]:

- căderea de încercare a modelului de turbină prin intermediul turației pompelor din stația de pompare;
- turația modelului de turbină prin generatorul frână;
- sarcina de aspirație modelului.

Toate comenziile și sistemele de reglare automată sunt centralizate în camera de comandă a ștandului. Măsurarea și prelucrarea rezultatelor experimentale se face cu ajutorul unui calculator de

proces, astfel măsurătorile rezultate fiind tipărite de calculator prin intermediul unei imprimante [86].

Căderea H este dată de diferența de presiune și se măsoară cu un traductor de presiune, a cărui clasă de precizie este de 0.04 [86].

Debitul se măsoară tot cu ajutorul unui traductor de presiune, asemănător cu cel pentru măsurarea căderii.

Cuplul se calculează ca fiind produsul dintre forță și brațul forței. Pentru măsurarea cuplului se folosesc traductori de forță, fiind calibrati cu greutăți speciale [86].

Turația se măsoară cu ajutorul a două tahogeneratoare (instrumente de măsurare a turației) instalate pe arborele modelului, unul împreună cu un frecvențmetru este utilizat pentru stabilirea regimului de funcționare iar al doilea este conectat la calculatorul de proces [86].

Metodele de măsurare și prelucrare a rezultatelor. Inițial traductorii montați pe poziții sunt calibrati prin încărcări statice discrete, proces în timpul căruia frecvența sistemului oscilant este determinată în funcție de încărcările externe. Relațiile obținute sunt înscrise în sistemul de stocare a calculatorului de proces [86].

În regimul de exploatare continuă a standului, operatorul apasă butonul de "start" care este semnalul de pornire a înregistrării măsurătorilor prin intermediul calculatorului de proces. Contorul începe să numere impulsurile constante de frecvență ce provin de la traductori. Numărătoarea de face pentru un anumit interval de timp, care poate fi setat la 1, 10, 30 sau 60 de secunde, în funcție de regimul de funcționare stabilit. Apoi calculatorul de proces începe să funcționeze după un program prestabilit. După calcularea mediei impulsurilor primite de la fiecare traductor, calculatorul de proces, cu ajutorul relațiilor de calibrare, determină prin interpolare valorile curente ale fiecărui parametru și verifică dacă aceste valori se încadrează în domeniile stabilite. Parametrii măsuраti și rezultatele prelucrate vor fi listate de către calculator prin intermediul imprimantei [86].

Preciziile de măsurare ale standului sunt următoarele [91]:

- precizia de măsurare a căderii: $\pm 0.1\%$;
- precizia de măsurare a debitului: $\pm 0.27\%$;
- precizia de măsurare a turației: $\pm 0.01\%$;
- precizia de măsurare a cuplului: $\pm 0.1\%$.

Sunt asigurate următoarele precizii globale ale standului:

- randament: $\pm 0.3\%$;
- coeficient de cavitatie: $\pm 0.6\%$.

1.15 Standul de încercări pe modele de turbine al firmei Turboinstitut din Ljubljana (Slovenia)

Compania Turboinstitut a fost înființată în anul 1948 ca și centru de cercetări științifice și industriale a mașinilor hidraulice. Această companie se ocupă cu proiectarea și cercetarea turbinelor hidraulice, testarea pe modele de turbine și studii postuniversitare [98].

În ultimii ani Institutul și-a îndreptat atenția spre: cercetarea și dezvoltarea aplicată, modernizarea, realizarea de microturbine, optimizarea și automatizarea procesului de funcționare al turbinelor hidraulice, dezvoltarea de noi echipamente pentru microhidrocentrale și spre dezvoltarea și producerea de pompe speciale. De aceea, există numeroase cooperări între Institut și alți producători de mașini hidraulice și de echipamente electrice pentru hidrocentrale, precum și între instituții de cercetare similare și universități atât din țară cât și din străinătate [98].

Amplasarea standului de încercări pe modele de turbine este prezentat în figura 1.42 [98].

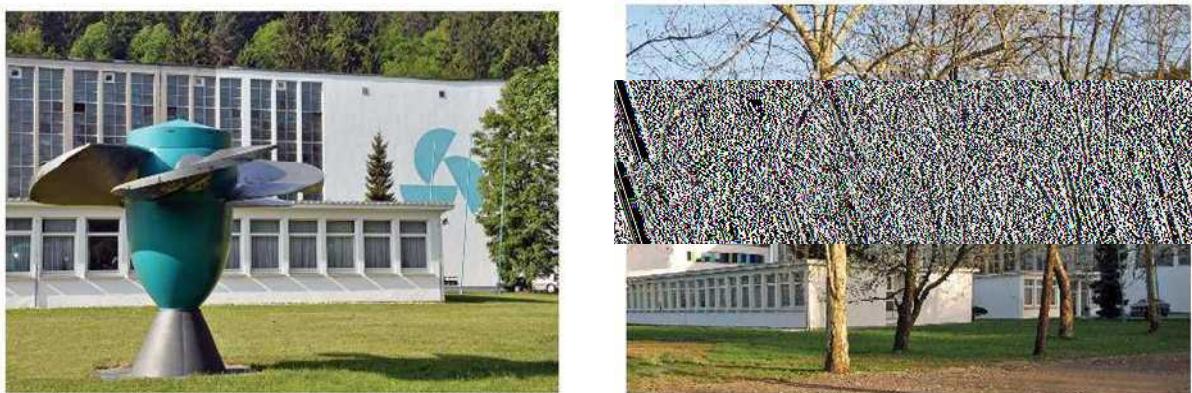


Fig. 1.42 Amplasarea standului de încercări

Standul de încercări pe modele de turbine a fost conceput pentru încercarea tuturor tipurilor de modele de turbine hidraulice (Francis, Pelton, Kaplan și bulb) dar și a mașinilor reversibile de tipul turbine – pompe, atât energetic cât și cavitational [98].

Pe lângă parametrii specifici încercărilor energo – cavitational, standul mai permite și o măsurare a turației, sarcinii de aspirație, presiunii barometrice, împigerii axiale pe rotorul modelului, deschiderii paletelor aparatului director și a poziției paletelor rotorice [98].

Standul poate funcționa în două moduri [98]:

- în regim de măsurători pe modele de turbine;
- în regim de etalonare.

Standul dispune un circuit cu mai multe trasee hidraulice (unul pentru modele de joasă cădere și celălalt pentru modele de mare cădere), în care se pot încerca toate tipurile de mașini hidraulice [82].

Principalele caracteristici ale ștandului sunt:

	<i>Stand încercări pentru modele de joasă cădere</i>	<i>Stand încercări pentru modele de mare cădere</i>
- căderea de încercare	$H_{\max} = 25 \text{ m}$	$H_{\max} = 120 \text{ m}$
- debitul	$Q_{\max} = 1 \text{ m}^3 / \text{s}$	$Q_{\max} = 1.8 \text{ m}^3 / \text{s}$
- turația	$n_{\max} = 1500 \text{ rpm}$	$n_{\max} = 2000 \text{ rpm}$
- puterea maximă a generatorului frână	$P_{\max} = 315 \text{ kW}$	$P_{\max} = 315 \text{ kW}$
- sarcina de aspirație	$H_s = +9 \text{ m.c.a}$	$H_s = +9 \text{ m.c.a}$
- diametrul maxim al rotorului	$D_{\max} = 0.35 \text{ m}$	$D_{\max} = 0.35 \text{ m}$

În figura 1.43 este prezentată încadrarea în ștandul pentru modele de mare cădere a unui model de turbină Francis [82].



Fig. 1.43 Încadrarea în ștandul pentru modele de mare cădere a unei turbine Francis

În figura 1.44 este prezentată încadrarea în ștandul pentru modele de joasă cădere a unui model de turbină de turbină Kaplan respectiv bulb [82].



Fig. 1.44 Încadrarea în ștandul pentru modele de joasă cădere a unei turbine Kaplan respectiv Bulb

Modelele de turbine proiectate, executate și testate sunt în conformitate cu ultimele standarde și corespund cerintelor moderne de testare [98]:

sunt îndeplinite toate condițiile de testare în conformitate cu standardele internaționale IEC 60193; măsurătorile pot fi efectuate pentru turbine hidraulice cu diametrul maxim al rotorului de 350 mm; instrumenetele de măsură și control de ultimă generație asigură o precizie de măsurare ridicată; echipamentele de măsură din dotarea fiecărui stand de încercări pot fi calibrate în orice moment pentru a verifica corectitudinea datelor transmise de acestea.

Sunt asigurate următoarele precizii globale ale standului:

- randament: $\pm 0.2\%$;
- coeficient de cavităție: $\pm 0.1\%$.

1.16 Similitudinea turbinelor hidraulice

Fenomenul de curgere prin turbinele hidraulice este foarte complex, motiv pentru care relațiile din hidrodinamică nu sunt în stare să-l exprime cât mai exact și mai complet. Aceste relații sunt foarte complicate și soluționarea lor nu poate fi realizată nici cu ajutorul calculatoarelor, chiar dacă în prezent există programe de analiză a curgerii prin traseul hidraulic al acestora. De cele mai multe ori, aceste căi nu sunt satisfăcătoare și atunci sunt recomandate studiile de laborator pe modele de turbine hidraulice. Modelul este în general o mașină hidraulică mai redusă ca dimensiune și ca putere decât prototipul [5], [18], [65], [40].

Cercetările de laborator asupra modelelor de turbine hidraulice au intrat de mult în practica curentă deoarece sunt mai economice decât cele efectuate pe mașina industrială, iar modificările geometrice și funcționale ce se impun sunt mult mai ieftine și rapide. Aceste cercetări fac posibilă determinarea directă a caracteristicilor energo-cavitaționale universale, precum și a regimurilor optime de funcționare, a soluțiilor de exploatare mai economice [40].

În toate cazurile, cercetările pe modele de turbine hidraulice oferă informații utile și indispensabile, deoarece ele permit verificarea calculului care a stat la baza construcției turbinei model asemenea cu turbina industrială [5], [18], [65], [40].

Similitudinea turbinelor hidraulice cuprinde trei criterii și anume [5], [18], [65], [40]:

- **similitudinea geometrică**, care arată că cele două turbine prototip și model sunt asemenea geometric dacă rapoartele tuturor dimensiunilor omoloage sunt egale, iar unghиurile omolage din puncte omolage sunt egale;
- **similitudinea cinematică**, care arată că mișcările a două sisteme sunt asemenea cinematic dacă rapoartele vitezelor tuturor punctelor omolage ale fluidelor care iau parte la mișcări

sunt egale, iar traiectoriile particulelor sunt geometric asemenea (particulele ocupă poziții omologe în momente omoloage);

- **similitudinea dinamică**, care arată că două sisteme sunt dinamic asemenea dacă toate mărurile omologe din puncte omoloage, care iau parte la fenomenul mecanic sau mai general la fenomenul fizic (forțe, mase, accelerări), se găsesc într-un raport dat. Această similitudine se numește integrală - perfectă fiind un caz limită al problemei și nu se recomandă deoarece presupune egalitatea modelului cu prototipul. În hidrodinamică și mașini hidraulice, de regulă vor fi luate în considerare numai anumite măruri dominante, neglijând efectul celorlalte. Aceste este cazul practic al similitudinii dinamice parțiale - imperfekte.

Două mișcări similare pe model și în natură (pe turbina industrială) se supun legii fundamentale a dinamicii $F = M \cdot a$. Astfel, pentru două particule sau elemente de volum omologe, în natură și pe model, există forțe omologe care sunt proporționale atât cu accelerările cât și cu masele lor. Pentru cele două sisteme se scriu relațiile [5], [18], [65], [40]:

$$\frac{F_i}{F_m} = \frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} \quad (1.15)$$

$$\frac{M_i \cdot l_i / t_i^2}{M_m \cdot l_m / t_m^2} = M_\lambda \cdot \frac{L_\lambda}{T_\lambda^2} = \rho_\lambda \frac{L_\lambda^4}{T_\lambda^2} \quad (1.16)$$

$$F_\lambda = \rho_\lambda \frac{L_\lambda^4}{T_\lambda^2} = M_\lambda \frac{L_\lambda}{T_\lambda^2} \quad (1.17)$$

Relația 1.17 este cunoscută ca ecuația lui Bertrand și exprimă legătura între cele patru măruri fundamentale adimensionale L_λ , T_λ , ρ_λ , F_λ și respectiv caracterizează mișările asemenea în cazul unei similitudini perfecte. Deoarece într-un lichid pot apărea următoarele forțe [5], [18], [65], [40]:

- F_p forța de presiune;
- F_G forța de greutate;
- F_v forța de vâscozitate;
- F_E forța de elasticitate;
- F_σ forța de tensiune superficială;

se scriu următoarele relații:

$$F = F_p + F_G + F_v + F_E + F_\sigma = M \cdot a \quad (1.18)$$

Atunci în cazul similitudinii perfecte se obține [5], [18], [65], [40]:

$$\frac{F_i}{F_m} = \frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} = \frac{F_{pi} + F_{Gi} + F_{vi} + F_{Ei} + F_{\sigma i}}{F_{pm} + F_{Gm} + F_{vm} + F_{Em} + F_{\sigma m}} \quad (1.19)$$

În cazul în care se consideră pe rând câte o forță dominantă și se negligează celelalte, atunci se obține [5], [18], [65], [40]:

$$\frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} = \frac{F_{pi}}{F_{pm}} \text{ sau } \frac{(M \cdot a)_i}{F_{pi}} = \frac{(M \cdot a)_m}{F_{pm}} \Rightarrow E_u - \text{criteriul Euler} \quad (1.20)$$

$$\frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} = \frac{F_{Gi}}{F_{Gm}} \text{ sau } \frac{(M \cdot a)_i}{F_{Gi}} = \frac{(M \cdot a)_m}{F_{Gm}} \Rightarrow F_r - \text{criteriul Froude} \quad (1.21)$$

$$\frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} = \frac{F_{vi}}{F_{vm}} \text{ sau } \frac{(M \cdot a)_i}{F_{vi}} = \frac{(M \cdot a)_m}{F_{vm}} \Rightarrow R_e - \text{criteriul Reynolds} \quad (1.22)$$

$$\frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} = \frac{F_{Ei}}{F_{Em}} \text{ sau } \frac{(M \cdot a)_i}{F_{Ei}} = \frac{(M \cdot a)_m}{F_{Em}} \Rightarrow C_a - \text{criteriul Cauchy} \quad (1.23)$$

$$\frac{(M \cdot a)_i}{(M \cdot a)_m} = \frac{F_{\sigma i}}{F_{\sigma m}} \text{ sau } \frac{(M \cdot a)_i}{F_{\sigma i}} = \frac{(M \cdot a)_m}{F_{\sigma m}} \Rightarrow W_e - \text{criteriul Weber} \quad (1.24)$$

Relațiile de mai sus ce definesc criterii de similitudine sunt indeplinite simultan numai atunci când există identitatea între model și turbina industrială. Similitudinea din hidrodinamică admite, pe lângă forțele de inerție, și câte o singură forță exterioară ca dominantă în desfășurarea fenomenului [5], [18], [65], [40].

La baza transpunerii caracteristicilor modelului la fenomenul real, stă egalitatea acestor criterii (mărimi adimensionale). Criteriile definite prin denumirea "E_u" și "F_r" sunt criterii cinematice de similitudine pentru două turbine hidraulice asemenea [5], [18], [65], [40].

1.17 Turbinele tip

În vederea generalizării unu model de turbină hidraulică sau pentru compararea cu alte modele, se definesc mărimile unitare specifice ale turbinei tip și se trasează caracteristica universală de funcționare a acestora.

Prin turbină tip se înțelege o turbină hidraulică cu diametrul caracteristic D = 1 m, care funcționează la o cădere H = 1 m. Relațiile care definesc mărimile unitare ale turbinei tip sunt:

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{H^{1/2}} \quad (1.25)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot H^{1/2}} \quad (1.26)$$

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot H^{3/2}} \quad (1.27)$$

unde: n_{11} și Q_{11} sunt criterii de similitudine.

Pentru compararea diferitelor tipuri de turbine hidraulice și pentru delimitarea domeniului de funcționare s-a introdus noțiunea de turație specifică notată " n_s " care este egală cu turația turbinei model asemenea geometric cu cea dată și care la cădereea $H=1$ m furnizează o putere $P=1$ kW. Turația specifică " n_s " se obține din relațiile:

$$\frac{n_i}{n_m} = \frac{D_m}{D_i} \cdot \frac{H_i^{1/2}}{H_m^{1/2}} \quad (1.28)$$

$$\frac{P_i}{P_m} = \left(\frac{D_m}{D_i} \right)^2 \cdot \left(\frac{H_i}{H_m} \right)^{3/2} \quad (1.29)$$

$$\frac{P_i^{1/2} \cdot n_i}{H_i^{5/4}} = \frac{P_m^{1/2} \cdot n_m}{H_m^{5/4}} = \text{const.} \quad (1.30)$$

Dacă $n_m = n_s$, $H_m = 1m$, $P_m = 1kW$, $H_i = H$, $P_i = P$ și $n_i = n$ se obține:

$$n_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \text{ [m-kW]} \quad (1.31)$$

1.18 Efectul de scară

La încercarea modelelor de turbine hidraulice în laborator, se obțin randamente " η_m " mai mici ca și randamentele " η_i " măsurate la funcționarea turbinelor industriale, asemenea geometric și cinematic cu modelul. Astfel, curba de garanție a modelului turbinei hidraulice este sub cea a turbinei industriale, diferența $\Delta\eta = \eta_i - \eta_m$ definește efectul de scară [EFF].

Efectul de scară apare datorită faptului că similitudinea este incompletă. Comisia Eletrotehnică Internațională "CEI" a introdus unanim acceptabil relațiile de transpunere a rezultatelor cercetării de e model la turbina industrială, atât energetic cât și cavitational prin publicațiile CEI 60193 și 60609 respectiv 60994 [EFF].

1.19 Concluzii

În lucrare sunt descrise principalele trei tipuri de turbine (Pelton, Francis și Kaplan) împreună cu parametrii specifici ai acestora, precum și elementele circuitului hidraulic. Lucrarea prezintă stadiul actual al laboratoarelor specializate în măsurători pe modele de turbine hidraulice pentru determinarea caracteristicilor energo–cavitaționale și verificarea garanțiilor. Rolul unui stand de încercări este de a reproduce în similitudine geometrică totală, cinematică totală și dinamică parțială fenomenele fizice care au loc într-o turbină industrială.

S-au investigat mai multe standuri, aparținând diverselor firme sau universități tehnice în domeniul cercetării pe modele a mașinilor hidraulice, pentru a analiza metodologia de achiziție și prelucrare a datelor transmise de către traductoare, care urmăresc fenomenele fizice ce apar pe parcursul încercării modelelor respectând normele CEI.

În urma analizei modului de achiziție și prelucrare a datelor în standurile de încercări, în prezența lucrare s-a conceput o aplicație specializată de prelucrare superioară a parametrilor achiziționați în vederea trasării caracteristicii universale a modelului de turbină în coordonate n_{11} , Q_{11} .

În baza celor prezentate se pot formula următoarele concluzii:

- standurile prezentate sunt construite și măsoară modele de turbine hidraulice în conformitate cu normele CEI;
- pentru fiecare stand se prezintă schema standului, caracteristici, metodologie de măsură, relații de calcul, precizii de măsură;
- rezultatele obținute în urma măsurătorilor și prelucrării datelor achiziționate pentru modelele de turbine hidraulice încercate se transpun la turbina industrială, conform precizările din normele CEI, utilizând criterii de similitudine.

Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Obiectivul general al prezentei teze este investigarea metodelor de măsurare experimentală și prelucrare a rezultatelor în standul de încercări modele turbine hidraulice și perfecționarea acestora prin concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale tuturor modelelor de turbine hidraulice: Pelton, Francis, Kaplan, pe baza măsurătorilor pe modele.

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

- prezentarea principalelor tipuri de turbine hidraulice (Pelton, Francis și Kaplan) și realizarea unei sinteze bibliografice referitoare la stadiul actual al laboratoarelor specializate în măsurători pe modele de turbine pentru determinarea caracteristicilor energo–cavitaționale și verificarea garanțiilor;
- prezentarea curbelor caracteristice energetice și cavitaționale pentru toate modelele de turbine Pelton, Francis și Kaplan, rezultate din încercările pe model;
- prezentarea metodologiei de achiziție și prelucrarea a datelor experimentale rezultate din încercările pe modele de tip Pelton, Francis și Kaplan;
- concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale modelelor de turbine hidraulice de tip Pelton și validarea aplicației prin calcularea caracteristicilor universale pentru o serie de rotoare Pelton, plecând de la măsurătorile primare;
- concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale modelelor de turbine hidraulice de tip Francis și validarea aplicației prin calcularea caracteristicilor universale pentru o serie de rotoare Francis, plecând de la măsurătorile primare;
- concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale modelelor de turbine hidraulice de tip Kaplan și validarea aplicației prin calcularea caracteristicilor universale pentru un rotor Kaplan, plecând de la măsurătorile primare;
- concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicii de exploatare ale turbinelor prototip și validarea aplicației prin calcularea acestei caracteristici pentru o serie de obiective industriale, plecând de la măsurătorile primare ale unui model Francis.

Cap. 3 CURBE CARACTERISTICE ENERGETICE ȘI CAVITAȚIONALE REZULTATE DIN ÎNCERCĂRILE PE MODEL

3.1 Generalități

În acest capitol se prezintă curbele caracteristice energetice și cavitационale pentru diferite modele de turbine (Pelton, Francis, Kaplan, etc.) [45].

Metodele moderne de calcul a elementelor de curgere ale turbinei permit determinarea pe cale teoretică a celei mai bune configurații a traseului de curgere a acesteia și calitățile cavitационale necesare la cădere și debit date [39], [50], [56].

Determinarea calităților energetice și cavitационale în cazul regimurilor necalculate de lucru ale turbinei este dificilă, de aceea la crearea turbinei moderne este necesar să se calculeze câteva variante ale părții de curgere [22], [49], [48]. Următoarea etapă presupune testarea modelelor acestor variante în laborator și stabilirea formelor optime ale părții de curgere a turbinei proiectate [39].

În urma încercărilor dintr-o gamă mai largă de regimuri de lucru se determină caracteristicile mașinii hidraulice, atât energetice cât și cavitационale [39], [50], [56].

Există mai multe tipuri de standuri:

- standuri pentru încercări energetice
- standuri pentru încercări cavitационale
- standuri pentru încercări energetice și cavitационale
- standuri pentru încercare cu aer sau cu apă a diferitelor organe, etc.

Standurile pentru încercări energetice sunt echipate cu aparatură pentru măsurarea debitului, presiunii, turației și momentului la arborele turbinei pentru o gamă largă de încercări [45].

Instalația pentru încercările energetice permite studiul dependenței randamentului de regimul de lucru al turbinei hidraulice [39].

Normele internaționale privind încercarea modelelor turbinelor hidraulice sunt precizate în "Codul internațional privind încercările de recepție pe modele de turbine hidraulice" al CEI (Comisia Electrotehnică Internațională) [45].

Standurile cavitационale sunt prevăzute cu un rezervor în aval de turbină în care se poate reduce presiunea cu ajutorul unei pompe de vid, astfel se obțin diferenții coeficienți de cavitatie exterioiri [45].

Instalația pentru încercările cavitационale permite studierea dependenței factorului de cavație de regimul de lucru al turbinei [39].

Acest tip de stand este echipat, pe lângă aparatura necesară standului pentru încercări energetice, și cu aparatură pentru controlul cantității de aer dizolvat în apă. În natură acest conținut este 2%. Atunci când impunem egalitatea coeficienților de cavație critici pe model și în natură, căderea de încercare a modelului (H_m) și căderea turbinei din natură (H) sunt legate prin relația 3.1 [45].

$$H_m = H \sqrt{\frac{\delta_m}{\delta_i}} \quad (3.1)$$

unde: H_m - căderea de încercare a modelului [m];

H - căderea de calcul a turbinei industriale [m];

δ_m - conținutul de aer în circuitul hidraulic al modelului [%];

δ_i - conținutul de aer în circuitul hidraulic al turbinei industriale [%];

În regimurile de funcționare permanente ale turbinelor hidraulice, între parametrii hidraulici, mecanici și geometrici este o legătură dată de relația 3.2 [45].

$$f(Q, H, M, n, a_o, \varphi, D_1 \dots D_i, \theta_j, \dots, v, \gamma, g) = 0 \quad (3.2)$$

unde: D_i și θ_j - dimensiuni liniare sau unghiulare definind geometria părții de curgere;

v - vâscozitatea;

γ - greutatea specifică a lichidului;

M – momentul la arborele turbinei;

g – accelerația gravitațională.

Relația 3.2 se poate scrie și sub forma:

$$f(Q, H, n, \eta, a_o, \varphi, D_1 \dots D_i, \theta_j, \dots, v, \gamma, g) = 0 \quad (3.3)$$

însă la încercarea unei turbine este posibil să se determine numai o legătură de tipul relației 3.3, celelalte elemente geometrice menținându-se constante [45].

$$f(Q, H, M, n, a_o, \varphi) = 0 \quad (3.4)$$

Considerând că toate turbinele funcționează cu apă și neglijându-se variațiile greutății specifice și ale accelerației gravitaționale, relația 3.3 mai poate fi scrisă utilizând complexele de mărimi unitare, având forma:

$$f\left(n_{11}, Q_{11}, \eta, \frac{a_o}{D_1}, \varphi, \dots, \frac{D_i}{D_1}, \dots, \theta_j, \dots, \text{Re}\right) = 0 \quad (3.5)$$

În cazul în care turbinele au similitudine geometrică a părților de curgere, rapoartele $\frac{D_i}{D_1}$ și

unghiurile θ_j vor fi egale, caz în care se negligează influența rugozității relative și **relația 3.5** devine de forma **relației 3.6**, variabilă pentru toate mașinile [45].

$$f\left(n_{11}, Q_{11}, \eta, \frac{a_o}{D_1}, \varphi, \text{Re}\right) = 0 \quad (3.6)$$

Dacă turbinele hidraulice au simplu reglaj, **relația 3.6** devine de forma:

$$f\left(n_{11}, Q_{11}, \eta, \frac{a_o}{D_1}, \text{Re}\right) = 0 \quad (3.7)$$

dar dacă încercările se fac într-un domeniu de automodelare în raport cu numărul Reynolds, **relația 3.6** va deveni de forma:

$$f\left(n_{11}, Q_{11}, \eta, \frac{a_o}{D_1}\right) = 0 \quad (3.8)$$

Relațiile 3.2, 3.3 și 3.5 reprezintă suprafețe în spațiu cu mai multe dimensiuni, a căror reprezentare grafică este foarte complicată. De aceea se efectuează secțiuni prin aceste suprafețe având constantă una sau mai multe variabile independente. Suprafața definită de **relația 3.6** poate fi privită ca fiind intersecția suprafețelor date de **relația 3.5** cu o suprafață care are impuse valorile $\frac{D_i}{D_1}$ și θ_j [45].

În cazul **relației 3.8** trebuie reprezentată o suprafață într-un spațiu cu patru dimensiuni, caz în care se aleg două variabile independente n_{11} și Q_{11} și reprezentăm proiecțiile intersecțiilor cu planele $\eta = \text{constant}$ și $\frac{a_o}{D_1} = \text{constant}$. **Relația 3.8** poate fi descompusă sub forma dată de **relația 3.9**, având posibilitatea determinării separate a funcțiilor f_1 și f_2 [45].

$$f\left(n_{11}, Q_{11}, \eta, \frac{a_o}{D_1}\right) = f_1\left(n_{11}, Q_{11}, \frac{a_o}{D_1}\right) \cdot f_2\left(n_{11}, Q_{11}, \eta\right) \quad (3.9)$$

Astfel, funcțiile cu trei variabile pot fi reprezentate în plan prin intersecțiile cu plane $\frac{a_o}{D_1} = \text{constant}$ și $\eta = \text{constant}$. Dacă rugozitatea părții de curgere crește se modifică funcția f_2 dar

și funcția f_1 , chiar dacă nu cuprinde direct rugozitatea [45], [67]. Trecând la relația 3.6 și neglijând numarul Re , se adaugă suprafeței o dimensiune și se realizează o intersecție cu planele $\varphi = \text{constant}$ și apoi se procedează ca și în cazul relației 3.8 [45]. Toate dependențele obținute menținând constanți o parte din parametrii se numesc *caracteristici ale turbinei* [45].

În relațiile anterioare s-a presupus că în turbină nu se atinge regimul cavitational. Atunci când se ia în considerare această situație, în relațiile 3.2, 3.3 și 3.4 apare ca și variabilă înălțimea de aspirație H_s , iar în relațiile 3.5, 3.6, 3.7 și 3.8 apare coeficientul de cavitatie exterior σ_e . Dacă $\sigma_e > \sigma_i$, influența coeficientului de cavitatie este neglijabilă și se obțin *caracteristicile energetice ale turbinei*. Stabilirea *caracteristicilor cavitational ale turbinei* constau în determinarea dependenței dintre coeficientul de cavitatie interior al turbinei σ_i și ceilalți parametrii ai turbinei [45], [7], [8].

După modul de exprimare a parametrilor se obțin următoarele tipuri de caracteristici:

- caracteristici universale și de ambalare (bazate pe utilizarea mărimilor unitare: n_{11}, Q_{11}, σ etc.)
- caracteristici absolute (bazate pe utilizarea mărimilor dimensionale: Q, H, M, n etc.)
- caracteristici relative (atunci când mărimile se raportează la numite valori ale lor $Q/Q_n, H/H_n$)

Curbele caracteristice sunt de fapt reprezentările grafice ale caracteristicilor turbinei. În urma încercărilor pe model se obțin caracteristicile absolute ale mașinii încercate. Prin prelucrarea caracteristicilor absolute se determină caracteristicile universale și relative [45].

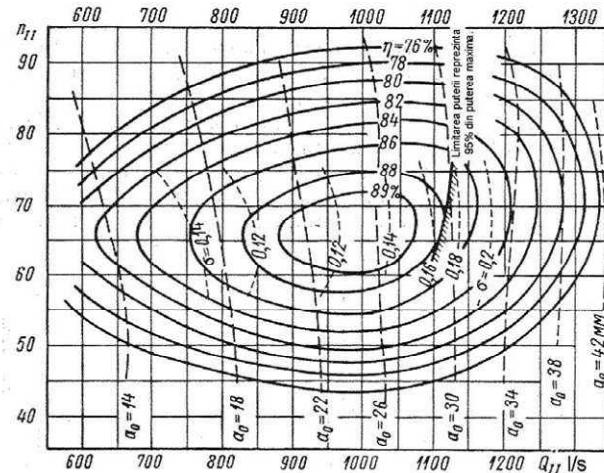
Producerea turbinelor în sistem unicat sau în serie mică, precum și costul ridicat al acestora necesită studii ample pe model pe baza cărora se determină caracteristicile viitoarelor mașini.

3.2 Caracteristicile universale ale turbinelor

Caracteristicile universale sunt reprezentările grafice ale caracteristicilor energetice și cavitational ale turbinei în sistemele de coordonate n_{11}, Q_{11} [45].

În figura 3.1 este prezentat un exemplu de caracteristică universală a unei turbine, în coordonate n_{11}, Q_{11} [45]. Caracteristicile universale se trasează pentru modelele încercate în stand și se folosesc pentru dimensionarea turbinelor și pentru trasarea curbelor caracteristice ale acestora după stabilirea dimensiunilor și alegerea turației [45].

Caracteristica universală se trasează pe baza rezultatelor experimentale obținute la încercarea modelului turbinei [45].



*Fig. 3.1 Caracteristică universală
în coordonate n_{II} și Q_{II}*

Pentru turbinele cu simplu reglaj (Pelton, Francis, Banki, etc.), în cadrul încercărilor, se fixează o deschidere a organului de reglaj a_o și se menține cădere constantă modificând în trepte momentul de frânare M , măsurându-se debitul Q , turația n și căderea H [6]. La turbină Kaplan procedeul este același, organul de reglaj fiind paleta rotorului care se fizează la diferite unghiuri φ . După obținerea unei game mai largi de momente de frânare se modifică deschiderea a_o (sau φ) și se reiau încercările în mod similar [6], [9]. Rezultatele obținute în urma încercărilor se trec în tabelul 3.1 [45].

Tabel 3.1 Formular rezultate obținute din măsurători pentru turbine cu simplu reglaj

Nr. crt.	a_o	$\frac{\Delta p}{\gamma}$	Q	H	M	n	t^o	H_b	Observații

Căderea H se determină în funcție de tipul turbinei, pe baza măsurării diferențelor dintre energiile specifice cinetice, de presiune și de poziție din secțiunile de intrare și de ieșire. De asemenea se măsoară și temperatura apei și înălțimea barometrică în bazinul aval în cazul încercărilor energetice [45].

Pentru turbinele cu dublu reglaj (Kaplan, bulb), încercările se bazează pe modificarea în trepte a unghiului φ al paletei rotorului și pe încercarea turbinei ca o mașină cu simplu reglaj la fiecare valoare a lui φ [9]. Rezultatele obținute în urma încercărilor se trec în tabelul 3.2, tabel în care se mai introduce o coloană cu valoarea unghiului palei [45].

Tabel 3.2 Formular rezultate obținute din măsurători pentru turbine cu dublu reglaj

Nr. crt.	a_o	φ	$\frac{\Delta p}{\gamma}$	Q	H	M	n	t^o	H_b	Observații

Pe baza datelor obținute, pentru fiecare încercare se calculează debitul unitar, turația unitară, randamentul și rapiditatea folosind relațiile de mai jos [45].

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.10)$$

$$n_{11} = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H}} \quad [\text{rpm}] \quad (3.11)$$

$$\eta = \frac{N}{\gamma \cdot Q \cdot H} \quad (3.12)$$

$$n_s = 2.683 \cdot n_{11} \sqrt{Q_{11} \cdot \eta} \quad [\text{mkW}] \quad (3.13) \quad N = M \cdot \omega \quad [\text{kW}] \quad (3.14)$$

Din punct de vedere al cavităției turbina este caracterizată prin coeficientul de cavităție interior (σ_i). Atunci când presiunea în punctul de depresiune maximă atinge o valoare critică, coeficientul de cavităție al instalației (σ_e - exterior) egalează coeficientul de cavităție interior (al turbinei) [7], [8]. Datorită faptului ca măsurarea coeficientul de cavităție interior este imposibilă, acesta se determină prin intermediul coeficientului de cavităție exterior în momentul începerii cavităției [EFF], [14]. S-a constatat că la apariția cavităției într-un volum suficient de dezvoltat se produce o scădere rapidă a randamentului, puterii și a debitului turbinei. În timpul încercărilor pe model se mențin constante căderea și momentul de frânare și se micșorează treptat coeficientul de cavităție al instalației de încercare (σ_e - exterior) măsurând continuu randamentul și turația unitară. Dacă $\sigma_e > \sigma_i$, cele două mărimi rămân constante și la apariția cavităției apare o cădere bruscă a celor două curbe (figura 3.2) [45], [7], [8].

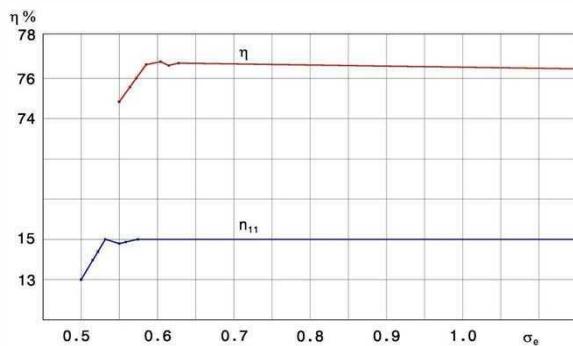


Fig. 3.2 Caracteristicile de cavităție [45]

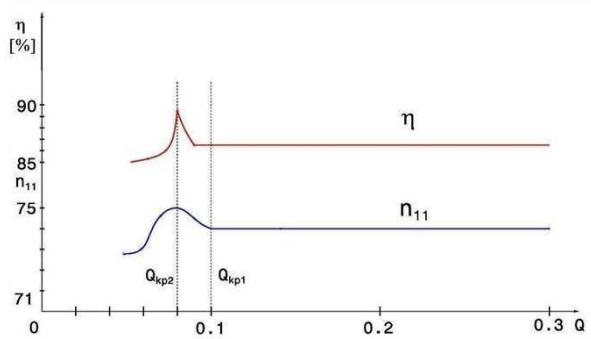


Fig. 3.3 Caracteristicile de cavităție [45]

Este posibilă și o creștere ușoară a celor două mărimi, urmată de o cădere bruscă a lor (figura 3.3), condiții în care se consideră că $\sigma_e = \sigma_i$, atunci când s-a produs o variație de 1% a turației unitare sau a randamentului [45], [7], [8].

Pe fiecare curbă $a_o - constant$, pe lângă valorile menționate în tabelul 3.2 se determină și valorile coeficientului de cavităție interior (σ_i) [45], [7], [8].

Caracteristica universală a turbinei hidraulice are o mare importanță în practica construcțiilor de turbine. Următoarea etapă constă în determinarea randamentului, deschiderea aparatului director a_o cu factorul de cavităție σ , a unghiului de fixare a paletelor rotorului φ_o în funcție de regimurile de lucru [39].

Având caracteristica universală și cele două mărimi H (cădere) și N (putere) date după aceasta, se determină principali parametri ai turbinei: diametrul D al turbinei, turația n, debitul Q, caracteristicile energetice ale turbinelor în regimuri de lucru variabile [39].

La efectuarea testelor pe model trebuie să obținem o precizie superioară de testare. Eroarea relativă pătratică medie la determinarea randamentului se va determina după relația 3.15 [39].

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2} \quad (3.15)$$

Eroarea relativă în determinarea greutății specifice este nesemnificativă și de aceea se poate considera $\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = 0$ [39]. Precizia de măsurare a altor mărimi este dată în tabelul 3.3 [39].

Tabel 3.3 Precizii de măsurare

Sarcina H, m	
După diferența nivelurilor suprafețelor libere (%)	$\frac{1}{H}$
După presiune (%)	
- manometru cu greutate	± 0.1
- manometru cu mercur (h în m)	$\pm \frac{0.1}{h}$
- manometru cu arc	± 0.5
Debit Q, %	
După măsurătorile în rezervorul de măsură	± 0.3
După evacuarea apei fără compresiune laterală tarat pe stand	± 0.5

După injectoare, apometre Venturi sau după diafragme	± 0.5
Cuplu motor (M), %	± 0.2
Turația (n), %	± 0.1

Eroarea medie a randamentului este dată de relația 3.16 [39].

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = 0.1^2 + 0.5^2 + 0.2^2 + 0.1^2 \approx 0.55\% \quad (3.16)$$

3.2.1 Caracteristica universală a turbinelor cu simplu reglaj

Curbele S=constant pentru turbine Pelton și $a_o=$ constant pentru turbine Francis

Trasarea curbelor $S=\text{constant}$ (deschiderea acului injector) și respectiv $a_o=\text{constant}$ (deschiderea aparatului director) se face pe baza perechilor de valori $(n_{11}; Q_{11})$ rezultate în urma prelucrării datelor obținute la fiecare cursă a acului injectorului respectiv deschidere a aparatului director. Fiecare pereche determină un punct pe caracteristica universală, puncte care prin unirea lor duc la obținerea unei curbe $S=\text{constant}$ respectiv $a_o=\text{constant}$ [45], [6]. Forma curbelor $S=\text{constant}$ respectiv $a_o=\text{constant}$ depinde de tipul turbinei și de turația acesteia [16], [17], [15]. La turbinele cu acțiune, la care turația rotorului nu influențează debitul turbinei, curbele $S=\text{constant}$ sunt drepte verticale (figura 3.4), aceasta fiind caracteristica universală a unei turbine Pelton [45]. Cursa acului injectorului S se măsoară în mm.

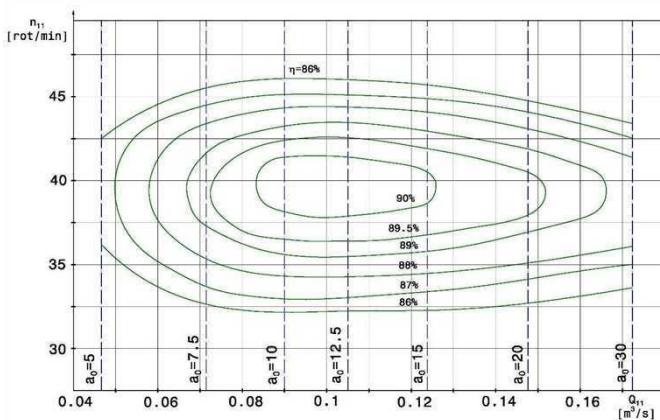


Fig. 3.4 Caracteristica universală a unei turbine Pelton [45]

Turbinele Francis lente prezintă curbe $a_o=\text{constant}$ ușor înclinate spre stânga (figura 3.5), creșterea turației mașinii ducând la scăderea debitului [16], [17], [15]. În figura 3.5 este prezentată caracteristica universală a unei turbine Francis lente iar în figura 3.6 caracteristica universală a unei turbine Francis rapide [45], [6].

Turbinele axiale prezintă curbe ușor înclinate spre dreapta pentru $a_o=\text{constant}$ (figura 3.7), creșterea turației turbinei ducând la creșterea debitului. Acest fenomen se explică prin faptul că la

turbinele cu reacțiune lente forțele centrifugale acționează în sens contrar curgerii, iar la cele rapide forțele centrifugale acționează perpendicular pe direcția de curgere [45], [6], [9].

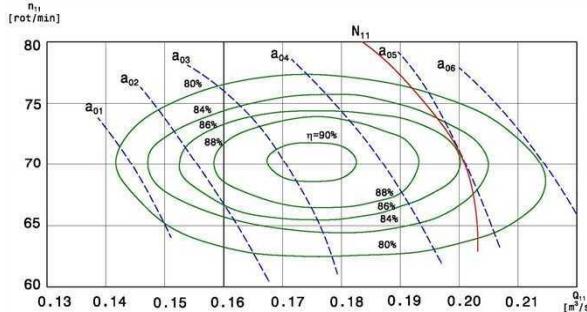


Fig. 3.5 Caracteristica universală a unei turbine Francis lente [45]

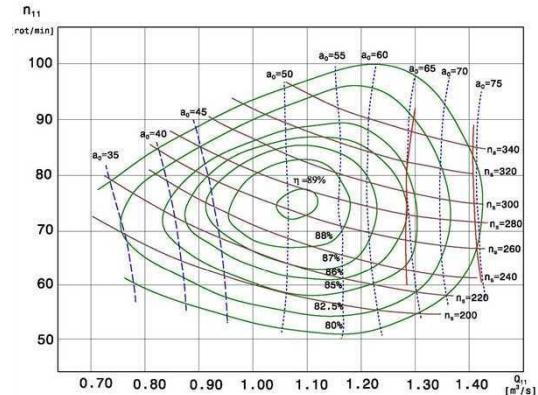


Fig. 3.6 Caracteristica universală a unei turbine Francis rapide [45]

În figura 3.7 este prezentată caracteristica universală a unei turbine elicoidale.

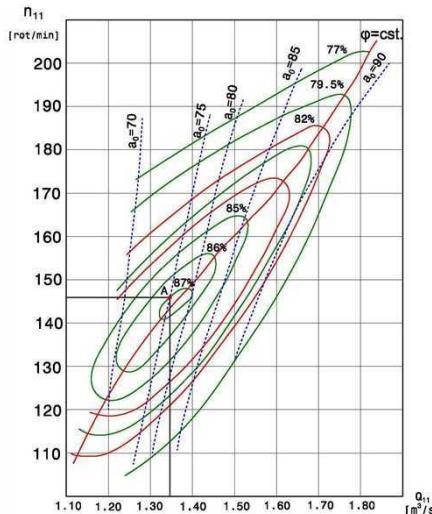


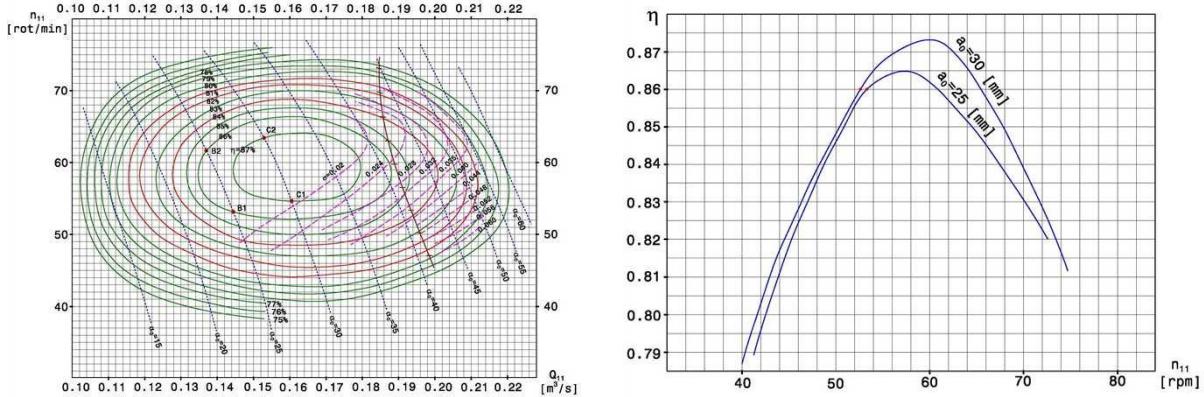
Fig. 3.7 Caracteristica elicoidală a unei turbine Kaplan [45]

Curbele η - constant

Curbele de randament constant necesită trasarea în prealabil a curbelor auxiliare $\eta = \eta(n_{11})$, figura 3.8 b, pentru fiecare deschidere $a_o = \text{constant}$. Pentru obținerea unei curbe de randament constant se citesc de pe curbele $\eta = \eta(n_{11})$ pentru fiecare deschidere $a_o = \text{constant}$ valorile turațiilor unitare corespunzătoare valorii randamentului ales iar pe curbele $a_o = \text{constant}$ se marchează punctele corespunzătoare valorii turației unitare citite [16], [17], [15]. Unind aceste puncte obținem o curbă de randament constant [45], [9].

Din punct de vedere matematic procesul constă în rezolvarea grafică a ecuației $\eta_1 = \eta(n_{11})$ pentru fiecare valoare a lui $a_o = \text{constant}$. Utilizând soluțiile n_{11}^* obținute în rezolvarea ecuațiilor

$a_o = a_o(n_{11}^*, Q_{11}^*)$ pentru a obține valori corespunzătoare pentru Q_{11}^* . Perechile de valori (n_{11}^*, Q_{11}^*) sunt coordonatele punctelor prin care se trasează curba $\eta = \eta_1$ [45].



a) Caracteristica universală a unei turbine cu simplu reglaj

b) Curbele $\eta = \eta(n_{11})$ pentru $a_o = \text{const.}$

Fig. 3.8 Curbe de pe universală pentru diferite deschideri a_o [45]

Curbele $P_{11\text{lim}}$ și $0.95P_{11\text{lim}}$

Curba putere unitară limitată separă pe caracteristica universală a turbinei două zone de funcționare stabilă astfel încât toate regimurile de utilizare a unei mașini să se încadreze complet în una din cele două zone. Zona din stânga prezintă cel mai mare interes din punct de vedere economic. Curba de putere unitară limitată se obține unind punctele cu puterea unitară maximă la diferite valori ale turației unitare. Pentru a construi funcția $n_{11\text{lim}}$, pe caracteristica universală se trasează o dreaptă orizontală la n_{11}^* și în punctele de intersecție cu curbele η - constant se citesc valorile lui Q_{11} și η [16], [17], [15]. Cu relația 3.17 se calculează puterea unitară [45].

$$P_{11} = 9.81 \cdot Q_{11} \cdot \eta \quad (3.17)$$

Din reprezentarea $P_{11}(Q_{11})$ se determină debitul Q_{11}^* care corespunde maximului lui P_{11} (figura 3.9). Procedând la fel și pentru alte valori ale turației unitare și unind punctele de coordonate $(n_{11}^*; Q_{11}^*)$ obținem curba $P_{11\text{lim}}$ [45], [9].

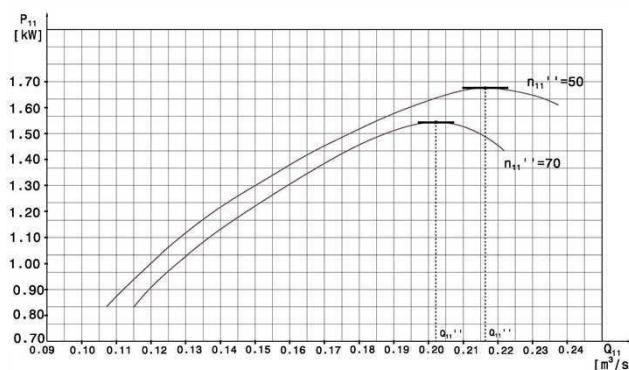


Fig. 3.9 Curbele

$$P_{11} = P_{11}(Q_{11}) \quad [45]$$

Atunci când este necesară reducerea puterii unei turbine care funcționează într-un punct de pe curba $P_{11}(Q_{11})$, se mărește sau se micșorează debitul. Dacă turbina funcționează în partea stângă a curbei $P_{11}(Q_{11})$ unde puterea variază crescător cu debitul atunci rezultă o utilizare economică a stocului de apă. Din motive de siguranță, domeniul din stânga se limitează prin curba $0.95 \cdot P_{11\text{lim}}$ trasată pe baza curbelor $P_{11}(Q_{11})$ [45], [9].

Curbele σ - constant

Curbele σ - constant se trasează pe baza curbelor auxiliare $\sigma = \sigma(n_{11})$ obținute la încercările pe model. Pentru fiecare deschidere a aparatului director se obțin mai multe triplete de valori (n_{11}, Q_{11}, σ) care determină o funcție $f(n_{11}, Q_{11}, \sigma)$ [45], [7], [8].

Pentru fiecare valoarea a deschiderii a_o se trasează câte o curbă $\sigma = \sigma(n_{11})$ și intersectând-o cu dreapta σ - constant se obțin ordonatele n_{11} . Cu ajutorul curbelor $a_o = a_o(n_{11}, Q_{11})$ se fixează aceste puncte pe caracteristica universală și unindu-le se obține curba σ - constant. Acest procedeu se repetă și cu alte valori ale coeficientului de cavitație [7], [8].

La toate tipurile de turbine cu reacțiune creșterea debitului unitar duce la creșterea coeficientului de cavitație [45].

Curbele n_s - constant

Trasarea curbelor de turație constantă se face după trasarea curbelor de randament constant și se bazează pe acestea. Pornind de la relația 3.18 se observă că cel mai rapid mod de trasare a curbelor constă în folosirea unor curbe auxiliare $n_s = n_s(n_{11})$ pentru diferite valori Q_{11}^* (figura 3.10) [45].

$$n_s = 2.683 \cdot n_{11} \sqrt{Q_{11} \cdot \eta} \quad [\text{m-kW}] \quad ns = 3.65 \cdot n_{11} \sqrt{Q_{11} \cdot \eta} \quad [\text{m-CP}] \quad (3.18)$$

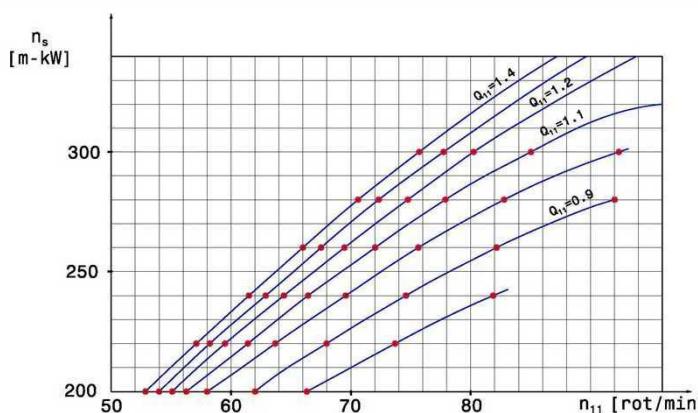


Fig. 3.10 Curbele $n_s = n_s(n_{11})$ [45]

Trasarea curbelor auxiliare se face cu ajutorul valorilor n_{11} și η citite la intersecția dreptelor Q_{11}^* - *constant* cu curbele η - *constant*. Se alege o valoare pentru n_s și se citesc de pe curbele $n_s = n_s(n_{11})$ valorile corespunzătoare n_{11}^* și care împreună cu Q_{11}^* dau coordonatele punctelor de trasare a curbei n_s - *constant* [45], [9].

Pe caracteristica universală aceste curbe sunt mai rar trasate deoarece curbele n_s - *constant* sunt mai puțin folosite în exploatare [45].

3.2.2 Caracteristica universală a turbinelor cu dublu reglaj

Trasarea caracteristicii universale a turbinelor cu dublu reglaj presupune disponerea paletelor rotorului la diferite unghiuri φ și pentru fiecare poziție a rotorului trasarea curbelor $a_{0\varphi}$ - *constant* și a curbelor η_φ - *constant*. La final vom obține o caracteristică universală pentru fiecare valoare a lui $\varphi = \text{constant}$ (caracteristică elicoidală), la deschiderea paletelor rotorului caracteristicile respective deplasându-se spre valori mari ale debitului unitar (figura 3.11) [45], [6], [9].

Curbele η - *constant*

Trasarea curbelor randament constant la turbinele cu dublu reglaj se face ducând înfășurătoarea curbelor η_φ - *constant* corespunzătoare de pe universalele trasate pentru diferite unghiuri φ ale paletei rotorului, figura 3.11. De aceea domeniul randamentelor mari se va exinde pe o gamă largă de debite unitare, în special la turbinele axiale rapide [45], [9].

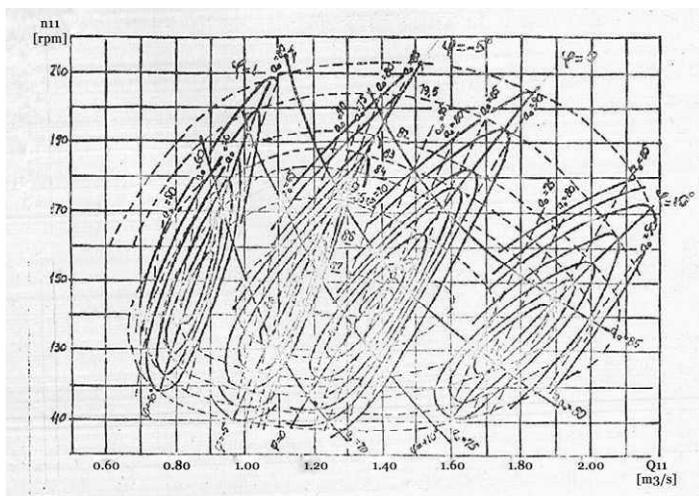


Fig. 3.11 Caracteristica universală a unei turbine cu dublu reglaj

Curbele φ - *constant*

Trasarea curbelor φ - *constant* se face unind punctele de tangență dintre curbele η_φ - *constant* și curbele η - *constant*. În figura 3.11 sunt unite punctele de tangență și rezultă curbele

$\varphi = -5^\circ$; $\varphi = 0^\circ$ și $\varphi = 10^\circ$. Aceste curbe sunt înclinate spre dreapta și indică o creștere a debitului unitar la o creștere a turației unitare [45].

Curbele a_0 - constant

Trasarea curbelor a_o - *constant* ale turbinelor cu dublu reglaj se realizează prin unirea punctelor de intersecție a curbelor $a_{o\varphi}$ - *constant* de pe universalele trasate pentru diferite valori ale lui φ cu curbele φ - *constant* trasate anterior [45], [9].

Curbele a_o - *constant* ale turbinelor cu dublu reglaj sunt înclinate spre stânga iar $a_{o\varphi}$ sunt înclinate spre dreapta [45].

Trasarea curbelor φ și a_o - *constant* ale turbinelor cu dublu reglaj duce la corelarea celor doi parametrii astfel încât funcționarea să se facă cu randamente maxime. Pe baza caracteristicii universale se construiește combinatorul, un regulator care asigură la fiecare cădere corelarea optimă $a_o = a_o(\varphi, n_{11})$. Citind valorile lui a_o și φ în diferite puncte de pe dreapta orizontală $n_{11} = n_{11}^*$ (unei căderi H^*) corespunde o valoarea a turației unitare n_{11}^* se obține dependența optimă $a_o = a_o(\varphi)$ [45], [9].

Caracteristica universală a turbinei

Pentru a realiza trecerea de la caracteristica universală a modelului la caracteristica de exploatare a turbinei prototip trebuie să ținem cont de efectele de scară. Cel mai eficient și mai simplu mod de trecere se bazează pe modificarea valorilor randamentului și a turațiilor unitare. Astfel, folosind formulele în care variația randamentului depinde numai de raportul diametrelor se calculează punctul de randament maxim:

$$\Delta\eta = \eta_T - \eta_M = 1 - (1 - \eta_M)^\alpha \sqrt{\frac{D_{1M}}{D_1}} - \eta_M \quad (3.19)$$

și se adaugă $\Delta\eta$ la toate valorile înscrise pe curbele de egal randament ale modelului [45].

Se calculează corecția folosind relația 3.20, care se adaugă la toate turațiile unitare, universală modelului se translatează cu Δn_{11} [45].

$$\Delta n_{11} = n_{11opt} \left(\sqrt{\frac{\eta_T}{\eta_M}} - 1 \right) \quad (3.20)$$

Corecția coeficientului de cavitare se va lua în considerare prin intermediul unui coeficient de siguranță [45].

3.3 Concluzii

În concluzie, acest capitol evidențiază importanța caracteristicii universale în domeniul construcțiilor de turbine hidraulice. Caracteristicile universale sunt reprezentări grafice ale caracteristicilor energetice și cavitационale ale turbinei în sistemele de coordonate n_{11} , Q_{11} și se trasează pe baza rezultatelor experimentale obținute la încercarea modelului turbinei hidraulice în stand, ulterior fiind utilizate pentru dimensionarea turbinelor industriale.

Caracteristicile cavitационale ale turbinei se stabilesc prin determinarea dependenței dintre coeficientul de cavație interior al turbinei σ_i și ceilalți parametri ai turbinei. Dacă influența coeficientului de cavație este neglijabilă, atunci se obțin doar caracteristicile energetice ale turbinei.

Cap. 4 ACHIZIȚIA ȘI PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE LA ÎNCERCĂRI PE MODEL

4.1 Generalități

În acest capitol se prezintă aparatura utilizată pentru achiziționarea datelor experimentale pentru diferite modele de turbine hidraulice, precum și relațiile utilizate pentru prelucrarea acestor date.

Importanța încercării turbinelor hidraulice în laborator asigură determinarea pe cale experimentală a parametrilor de funcționare pentru o gamă largă de condiții. Scopul încercărilor energetice este acela de determinare a curbelor caracteristice universale. Pe baza acestor curbe se pot trage concluzii asupra funcționării în orice împrejurare a tipului respectiv de turbină.

4.2 Stand de încercări pe modele de turbine hidraulice

În acest paragraf se prezintă un concept pentru încercarea pe modele a tuturor tipurilor de turbine hidraulice, atât energetic cât și cavitational. Standul are două regimuri de funcționare:

- regimul de măsurători pe model ([figura 4.1](#));
- regimul de etalonare ([figura 4.2](#)).

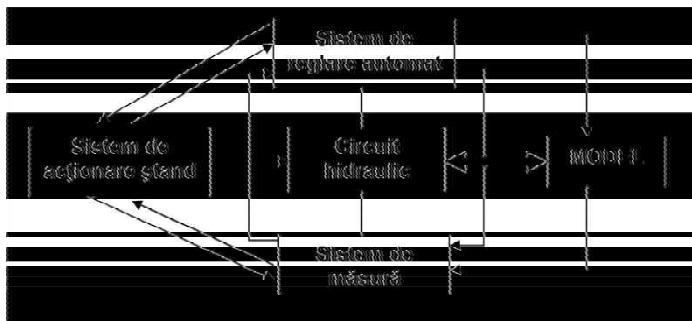


Fig. 4.1 Diagramă de măsurare

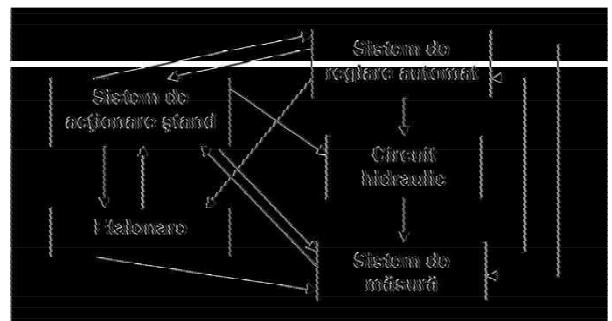


Fig. 4.2 Diagramă de etalonare

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 de circuit deschis pentru etalonarea debitmetrelor (tuburilor Venturi) iar pentru etalonarea altor mărimi standul lucrează atât în circuit deschis cât și în circuit închis.

Circuitul hidraulic al standului este prezentat în [Capitolul 1](#), paragraful 1.7, [figura 1.24](#).

Standul este prevăzut cu sisteme de reglare automată pentru:

- căderea de încercare a modelului prin intermediul turației pompelor;
- reglarea turației modelului prin intermediul generatorului frână;
- sarcină de aspirație, temperatura apei din stand și nivelul apei din rezervorul tampon.

Toate comenziile și sistemele de reglare automată sunt centralizate la un pupitru de comandă al standului. Standul asigură următoarele precizii:

- precizia la măsurarea căderii 0.050%;
- precizia la măsurarea debitului 0.015%;
- precizia la măsurarea turației 0.100%;
- precizia la măsurarea cuplului 0.010%.

Tinând cont de preciziile de măsurare a căderii, debitului, turației și cuplului, standul asigură următoarele precizii globale:

- precizia de calcul a randamentului $\pm 0.200\%$;
- precizia coeficientului de cavitație $\pm 0.200\%$.

Sistemele de acționare ale standului sunt următoarele:

- sistemul de acționare a pompelor;
- sistemul de acționare și frânare a modelului;
- sistemul de acționare al instalațiilor auxiliare.

În cadrul standului, pentru încercări pe modele a turbinelor hidraulice, măsurarea și prelucrarea datelor este complet automatizată. Măsurările energetice se fac la cădere constantă.

Mărimile care se măsoară în proces sunt următoarele:

- căderea efectivă de încercare a modelului;
- debitul;
- turația;
- cuplul dezvoltat de rotorul turbinei model;
- sarcina de aspirație;
- temperatura apei;
- temperatura aerului;
- presiunea atmosferică;
- forța axială;
- deschiderea paletelor aparatului director;
- poziția paletelor rotorice;
- conținutul de aer în apă.

Măsurarea căderii de încercare a modelului se face cu ajutorul unui manometru diferențial cu pistoane rotative tip ASTRO cu o rezoluție de 10 mm col. apă și se măsoară între prizele de măsurare amplasate pe cele două rezervoare ale circuitului standului și anume: rezervorul amonte și

aval. Față de această cădere se aplică o corecție care ține seama de viteza curentului de apă la ieșirea din tubul de aspirație.

Măsurarea debitului se asigură cu două aparate de măsură:

- tub Venturi;
- cu ajutorul debitmetrului electromagnetic tip VERIFLUX-KENT.

Măsurarea debitului cu ajutorul tubului Venturi se bazează pe presiunea diferențială măsurată pe tubul Venturi cu un manometru diferențial cu piston rotativ de tip ASTRO, având o rezoluție de 1 mm col. apă.

Măsurarea turației se realizează cu ajutorul unui disc cu fante montat pe arborele generatorului frână și a unui traductor electronic inductiv. Eroarea de măsură a turației este:

$$\varepsilon_n = \pm 0.100\% \quad (4.1)$$

Măsurarea momentului de torsiune (cuplu) dezvoltat de rotorul turbinei model se face cu ajutorul unei balanțe automate de tip PFISTER. Eroare maximă de măsură a cuplului este de:

$$\varepsilon_M = \pm 0.011\% \quad (4.2)$$

Măsurarea sarcinii de aspirație se face tot cu ajutorul unui manometru diferențial cu piston rotativ de tip ASTRO montat în plan orizontal în rezervorul amonte. Eroarea de măsură este de:

$$\varepsilon_{H_s} = \pm 0.040\% \quad (4.3)$$

Măsurarea temperaturii apei se realizează cu ajutorul unui traductor rezistiv montat în rezervorul amonte, prin intermediul unui convertor electronic.

Măsurarea temperaturii aerului se face cu ajutorul unui traductor rezistiv montat în standul de încercări, prin intermediul unui convertor electronic.

Pentru **măsurarea presiunii barometrice** se utilizează un barometru, o celulă Barton și un convertor electronic.

Măsurarea împingerii axiale se determină măsurând presiunea în lagărul hidrostatic axial al generatorului frână, având ca punct de zero presiunea din acest lagăr cu modelul oprit ($H=0$ m și $n=0$ rpm).

Măsurările se realizează prin intermediul unui traductor electronic cu un convertor adecvat.

Deschiderea aparatului director se măsoară cu ajutorul unui traductor de poziție unghiulară, un numărător electromecanic și un convertor electronic.

Pozitia paletelor rotorice. La rotoarele cu palete reglabile (Kaplan) poziționarea se face prin blocare cu șifturi de poziție.

Măsurarea conținutului de aer în apă se face cu ajutorul unui aparat Van Slyke.

Una dintre problemelor principale în stabilirea performanțelor unui stand o constituie etalonarea aparaturii de măsură pentru mărimile principale. Etalonarea se referă la următoarele mărimi:

- etalonarea manometrului diferențial pentru măsurare cădere;
- etalonarea manometrului diferențial pentru măsurare sarcină de aspirație;
- etalonarea manometrului diferențial pentru măsurare debit;
- etalonarea aparatură pentru măsurare cuplu;
- etalonarea aparatură pentru măsurare forță axială;
- etalonarea aparatură pentru măsură deschidere aparat director.

În cadrul standului, măsurarea și prelucrarea datelor rezultate din măsurători este complet automatizată. În acest scop se utilizează un calculator de proces. Calculatorul de proces poate să realizeze următoarele operații:

- achiziția a "n" valori ale mărimilor măsurate (deschidere aparat director, turăție, cădere, sarcină de aspirație, forță indicată de balanță, presiune lagăr hidrostatic axial, diferență de presiune pe tubul Venturi, temperaturi aer/apă, etc.);
- prelucrarea valorilor măsurate.

După achiziționarea celor n valori de mărimi măsurate urmează faza de prelucrare a rezultatelor ce constă în:

- efectuarea mediei aritmetice a fiecărei mărimi măsurate în parte;
- calculul greutății specifice a apei;
- calculul vâscozității cinematice a apei;
- calculul presiunii de vaporizare a apei;
- calculul greutății specifice a mercurului;
- calculul debitului turbinat de model;
- calculul căderii luând în considerare corecția impusă de energia specifică;
- calculul randamentului;
- calculul turăției dublu unitare;
- calculul debitului dublu unitar;
- calculul coeficientului de cavitație;
- calculul cuplului dublu unitar;

Calculatorul de proces mai efectuează și următoarele operații:

- sesizează momentul stabilizării regimului de funcționare și comandă automat începerea achiziției de date;
- achiziționează n valori ale mărimilor de achiziție din stand și verifică dacă aceste valori se încadrează în domeniile stabilită;
- monitorizează mărimile (cădere turbină, sarcină de aspirație, turație și deschidere aparat director);
- validarea punctului de măsură de către operator;
- listează protocolul de măsurători parțiale ale încercărilor.

Datele din protocolul de măsurători și a rezultatelor parțiale ale încercărilor sunt preluate pentru prelucrarea superioară ulterioară în vederea determinării caracteristicii universale.

4.3 Determinarea caracteristicilor energetice pentru o turbină de tip Pelton

Încercarea turbinelor de tip Pelton se efectuează într-un stand în circuit deschis. Turbina de încercat este alimentată dintr-un rezervor sub presiune în care o pompă trimite un debit Q la o anumită cădere H . La ieșirea din turbină apa este din nou condusă în bazinul de aspirație al pompei, printr-un canal de evacuare prevăzut la capăt cu un deversor de măsură [93].

Relațiile de calcul pentru cădere sunt influențate de existența componente dinamice a căderii, care apare datorită vitezei mari a apei înainte de intrare pe rotor [61], [36]. Înțând cont de existența acestei componente relațiile de calcul vor fi tratate separat pentru cele două grupuri (instalația din laborator cuprinde două grupuri de rotori aparat director) notate I și II [93], [69].

Căderea turbinei este dată de [relația 4.4](#), necesară pentru determinarea puterii respectiv a randamentului:

$$H = H_m + \frac{v_o^2}{2g} \quad (4.4)$$

unde: H - căderea turbinei

H_m - componenta manometrică a căderii

$\frac{v_o^2}{2g}$ - componenta dinamică a căderii

v_o - viteza medie în locul de măsură a lui H_m

Viteza medie v_0 se determină cu ajutorul ecuației de continuitate, prin cunoașterea debitului și secțiunii de trecere [93].

Secțiunea vie pentru grupul I este dată de [relația 4.5](#):

$$A_I = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.5)$$

unde: d – diametrul racordului injectorului în care $A_I = 0.0154m^2$ [93].

Componenta dinamică pentru grupul I se va calcula cu **relația 4.6**:

$$\frac{v_o^2}{2g} = \frac{\left(\frac{Q}{A_I}\right)^2}{2g} = k_o \cdot Q^2 \quad (4.6)$$

În **relația 4.6** debitul se măsoară în m^3 / sec iar componenta dinamică va rezulta în metrii [93], [61], [36].

Secțiunea vie pentru grupul II este dată de **relația 4.7**:

$$A_{II} = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} \quad (4.7)$$

unde: d_1 - diametrul racordului injectorului

d_2 - diametrul tijei acului în care $A_{II} = 0.004m^2$.

În **figura 4.3** este prezentată secțiunea vie din cadrul grupului II.

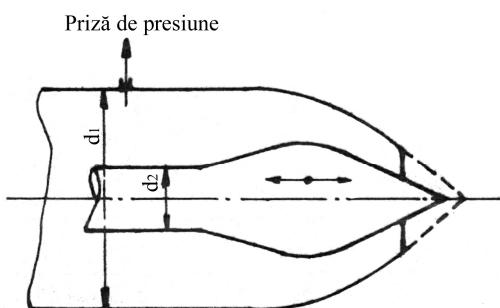


Fig. 4.3 Secțiunea vie din cadrul grupului II

Componenta dinamică pentru grupul II se va calcula cu **relația 4.8**:

$$\frac{v_o^2}{2g} = \frac{\left(\frac{Q}{A_{II}}\right)^2}{2g} = k_o \cdot Q^2 \quad (4.8)$$

În **relația 4.8** componenta dinamică va rezulta în m.col.apă [93].

Debitul de apă ce trece prin turbină se determină cu metoda deversorului. Pe baza curbei de etalonare a deversorului și cunoscând înălțimea lamei deversate se determină mărimea debitului. [93].

Puterea efectivă se calculează folosind **relația 4.9**, unde G este indicația balanței care apare în procesul de achiziție a datelor măsurătorilor [61], [36].

$$P_{ef} = G \cdot l \cdot \omega = \frac{G \cdot l \cdot n \cdot \pi}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot G \cdot l \cdot n \quad [\text{kW}] \quad (4.9)$$

unde: l - lungimea brațului balanței în m;

G - indicația balanței în kN;

n - turația turbinei model în rpm.

Puterea hidraulică disponibilă reprezintă o mărime de calcul și se determină folosind **relația 4.10** [61], [36]:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-3} \quad \text{exprimată în kW} \quad (4.10)$$

unde: - γ este greutatea specifică a apei în N/m³;

- Q este debitul turbinat de model în m³/s;

- H este căderea de încercare a turbinei model în m.

Randamentul se calculează folosind **relația 4.11**. Randamentul reprezintă defapt raportul dintre puterea efectivă măsurată la arborele turbinei și puterea hidraulică (disponibilă) [93], [61], [36].

$$\eta = \frac{P_{ef}}{P_h} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.11)$$

Pe baza elementelor măsurate și calculate se trece la reprezentarea grafică a acestora în diverse sisteme, care ne oferă o vizuire mai clară asupra funcționării turbinei. Caracteristicile de funcționare se calculează pentru un rotor tip, având diametrul de 1 m care lucrează la căderea de 1m [93]. Mărimile reduse se calculează utilizând **relațiile 4.12, 4.13 și 4.14**:

$$Q_{11} = \frac{Q_{model}}{D_{model}^2 \cdot \sqrt{H_{model}}} \quad (4.12)$$

$$n_{11} = \frac{D_{model}}{\sqrt{H_{model}}} \cdot n_{model} \quad (4.13)$$

$$P_{ef11} = \frac{P_{ef\,model}}{D_{model}^2 (H_{model})^{3/2}} \quad (4.14)$$

unde: Q_{model} - debitul de apă ce trece prin turbina model [m³/s];

H_{model} - căderea la care lucrează turbina model [m];

n_{model} - turația la care lucrează turbina model [rpm];

D_{model} - diametrul caracteristic al rotorului turbinei model [m];

$P_{ef\,model}$ - puterea efectivă (utilă) a turbinei model [kW];

În prima etapă se trasează curbele caracteristice de funcționare (relația 4.15, relația 4.16, relația 4.17) pentru poziții diferite ale acului injectorului S=constant [93].

$$Q_{11} = f(n_{11}) \quad (4.15)$$

$$P_{ef11} = f(n_{11}) \quad (4.16)$$

$$\eta = f(n_{11}) \quad (4.17)$$

Considerăm patru poziții ale acului injectorului notate S_1, S_2, S_3, S_4 , pe baza cărora se trasează caracteristicile de egal randament și putere efectivă [93], [71].

În figurile 4.4, 4.5 și 4.6 sunt reprezentate caracteristica de debit unitar, caracteristica puterii efective respectiv curbele de randament pentru un model de turbină hidraulică [93], [71].

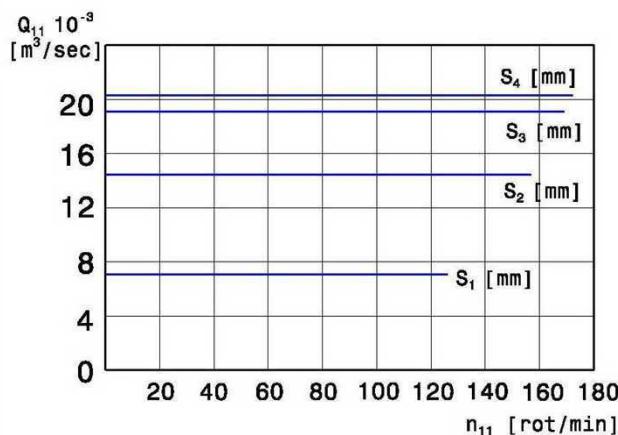


Fig. 4.4 Caracteristica de debit unitar

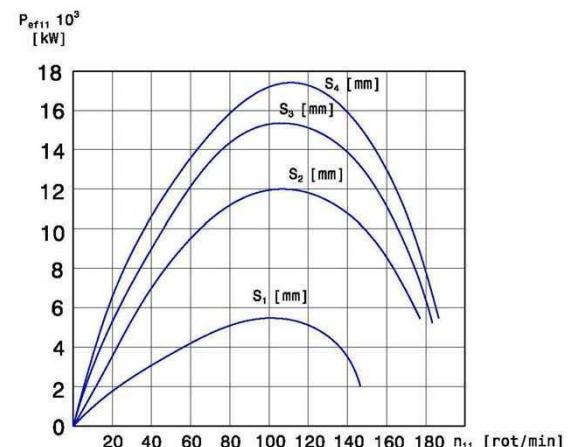


Fig. 4.5 Caracteristica puterii efective

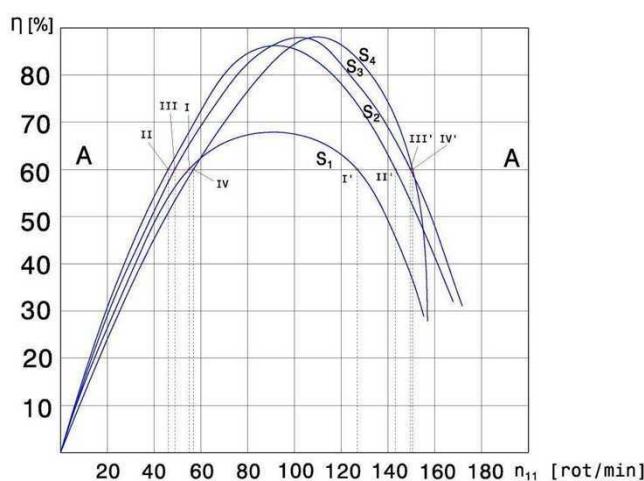


Fig. 4.6 Curbele de randament

Folosind curbele caracteristice de funcționare $\eta = f(n_{11})$ se consideră dreapta A – A de egal randament. Aceasta va intersecta curbele de randament respectiv în punctele II, III, I, IV, I', II', III', IV' (în această ordine) cărora din aceeași diagramă le corespunde câte o turație n_{II} , n_{III} , n_I , n_{IV} ,

n_I , n_{II} , n_{III} , n_{IV} . Aceste valori se transpun în diagrama în diagrama $Q_{11} = f(n_{11})$, pe axa absciselor, pentru ca apoi din punctele respective să se ridice ordonate de aşa manieră încât să se țină cont de corespondența pozițiilor acului injectorului "S". Se obțin punctele a, b, c, d, e, f, g, h care unite determină o curbă continuă de egal randament (cu valoarea corespunzătoare dreptei A – A) pentru întreg domeniul de poziții ale acului injector "S" [93].

Considerând în continuare alte drepte de egal randament în sistemul $\eta = f(n_{11})$ în mod asemănător se obțin curbele caracteristice universale de egal randament (figura 4.7) pentru valorile respective [93], [71].

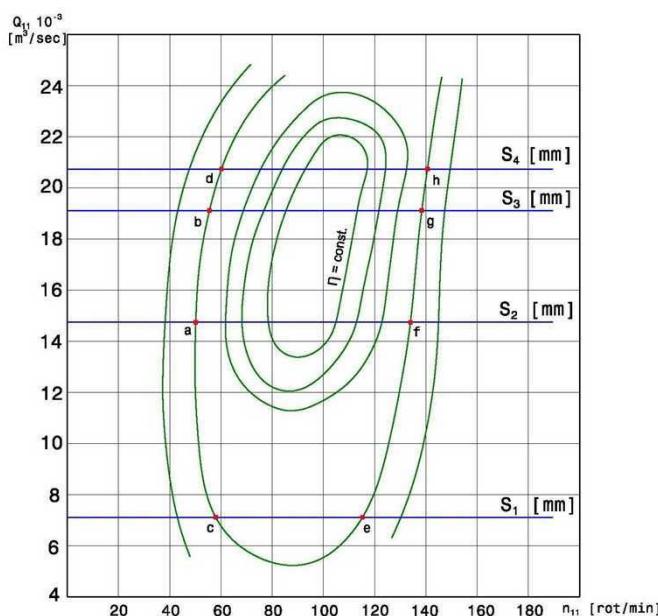


Fig. 4.7 Caracteristica universală pentru o turbină Pelton

Alura curbelor caracteristice universale de egal randament pentru cazul turbinelor Pelton este de formă aproximativ eliptică având axa mare aproape de o verticală.

Cercetările pe model a turbinelor Pelton în standurile aparținând diverselor firme constructoare de mașini hidraulici sau universități tehnice se încheie printr-un protocol de măsurători și o documentație de catalog care cuprinde:

- diagrama universală și date privind diametrul caracteristic al rotorului D;
- lățimea scobiturii cupei B;
- lungimea scobiturii cupei L;
- adâncimea scobiturii cupei h;
- numărul paletelor (cupelor) rotorice z_r ;
- diametrul ajutajului injectorului d_{aj} ;
- numărul injectoarelor i;
- căderea de încercare model H_m ;

- temperatura apei în timpul testelor T_a ;
- alte elemente necesare pentru proiectarea turbinei industriale prototip.

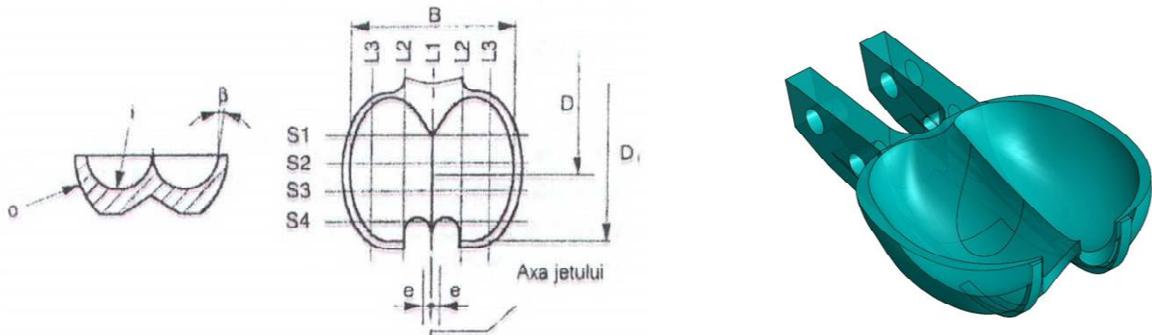


Fig. 4.8 Cupă turbină Pelton

4.4 Determinarea caracteristicilor energetice pentru o turbină de tip Francis

Încercarea turbinelor de tip Francis se efectuează într-un stand în circuit închis. Modelul se montează în stand între rezervoarele amonte și aval, figura 4.9.

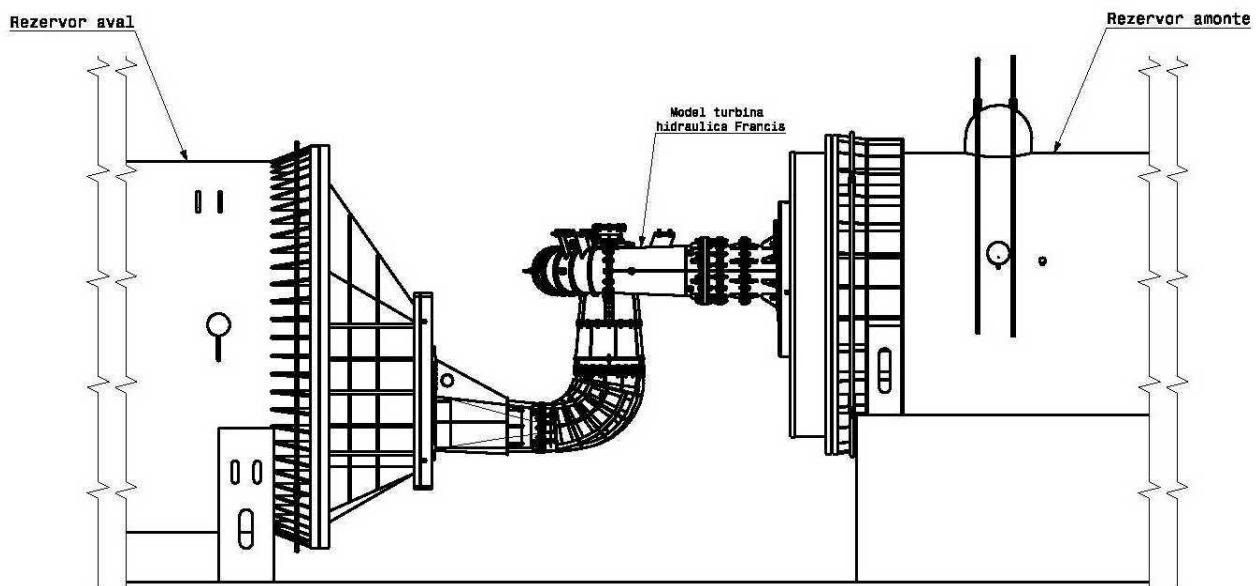


Fig. 4.9 Încadrare în stand model turbină Francis

Încercările se efectuează conform metodologiei de încercare prezentată în paragraful 4.2.

Încercarea constă în varierea turației turbinei în mod succesiv, pentru o anumită deschidere a aparatului director " a_o " considerată fixă, la o anumită cădere " H " și măsurarea pe întreg acest interval a debitului absorbit, puterii efective și căderii [93].

Puterea efectivă se calculează utilizând relația 4.9 [93], [61], [36].

Puterea hidraulică se calculează utilizând relația 4.10 [93], [61], [36].

Randamentul se calculează utilizând **relația 4.11** [93], [61], [36].

Pe lângă mărimile măsurate și calculate mai apar și mărimi corectate, respectiv reduse. Mărimile corectate intervin datorită faptului că în timpul încercărilor valoarea căderii prezintă fluctuații ce pot influența măsurătorile [61], [36]. Considerând o valoare pentru cădere drept element de referință (H_{mref} - constantă) atunci debitul, turația și puterea efectivă calculate cu relațiile indicate mai sus, se corectează folosind expresiile:

$$Q_{correct} = Q \frac{\sqrt{H_{mref}}}{\sqrt{H_m}} \quad (4.18)$$

$$n_{correct} = n \frac{\sqrt{H_{mref}}}{\sqrt{H_m}} \quad (4.19)$$

$$P_{efcorrect} = P_{ef} \left(\frac{H_{mref}}{H_m} \right)^{3/2} \quad (4.20)$$

Caracteristicile de funcționare în acest caz se numesc mărimi reduse și se calculează folosind **relațiile 4.21, 4.22 și 4.23**.

$$Q_{11} = \frac{Q_{correct}}{D_m^2 \sqrt{H_{mref}}} \quad (4.21)$$

$$n_{11} = \frac{D_m}{\sqrt{H_{mref}}} \cdot n_{correct} \quad (4.22)$$

$$P_{ef11} = \frac{P_{efcorrect}}{D_m^2 \cdot H_{mref}^{3/2}} \quad (4.23)$$

Cunoscând elementele analitice se trece la reprezentarea grafică a funcțiilor date de **relațiile 4.24, 4.25 și 4.26** pentru diferite deschideri ale paletelor aparatului director ” a_o ”.

$$Q_{11} = f(n_{11}) \quad (4.24)$$

$$P_{ef11} = f(n_{11}) \quad (4.25)$$

$$\eta = f(n_{11}) \quad (4.26)$$

În **figurile 4.10, 4.11 și 4.12** sunt reprezentate caracteristica de debit unitar, caracteristica puterii efective respectiv curbele de randament la diferite deschideri ale aparatului director pentru un model de turbină hidraulică de tip Francis [93], [71].

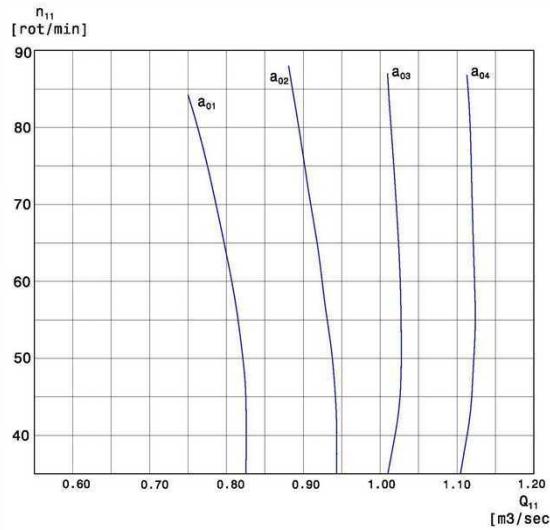


Fig. 4.10 Caracteristica de debit unitar

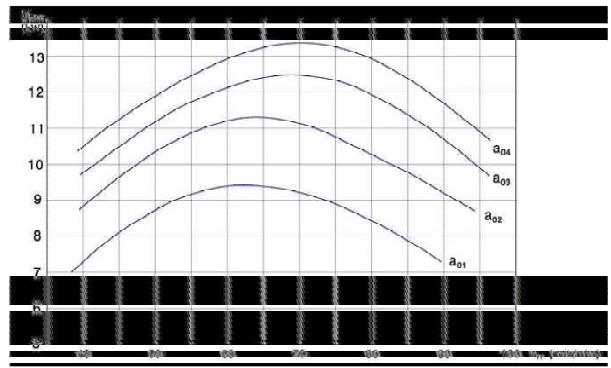


Fig. 4.11 Caracteristica puterii efective

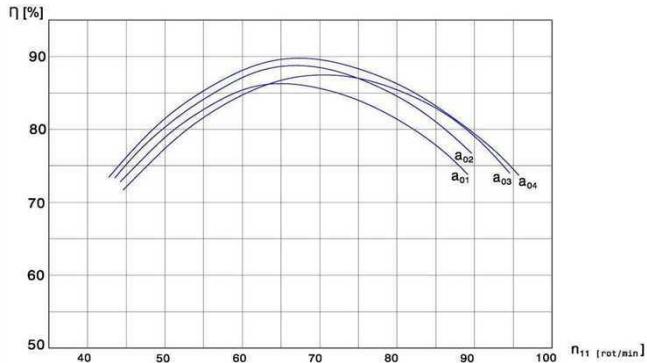


Fig. 4.12 Curbe de randament pentru diferite deschideri ale aparatului director

Pe baza acestor curbe și utilizând metodica indicată la turbina de tip Pelton se construiește caracteristica universală $\eta = f(Q_{11}, n_{11})$, pentru un model de turbină hidraulică de tip Francis, care reprezintă funcționarea turbinei în diferite faze (figura 4.13), [93], [71], [10], [12], [11].

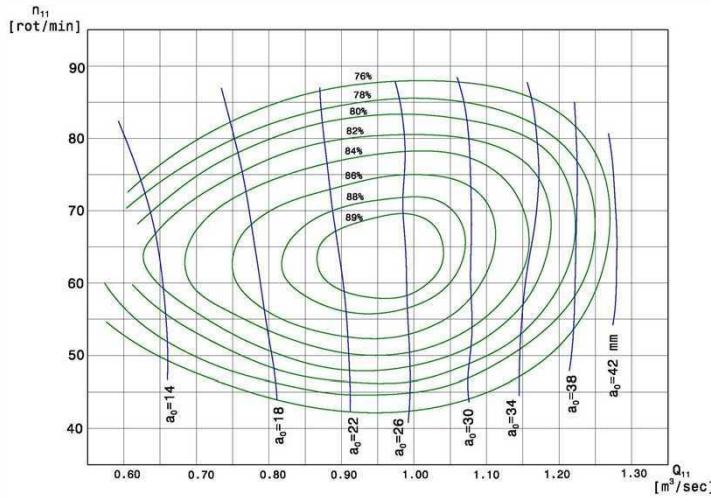


Fig. 4.13
Caracteristica
universală
pentru o turbină de
tip Francis

Cercetările pe modele de turbine Francis în standurile aparținând diverselor firme constructoare de mașini hidraulici sau universități tehnice se încheie printr-un protocol de măsurători și o documentație de catalog care cuprinde:

- diagrama universală și date privind diametrul caracteristic al rotorului D_{1e} sau D_{2e} ;
- diametrul de intrare în cameră spirală D_{ics} ;
- diametrul de intrare în rețeaua statorică D_{is} ;
- diametrul de ieșire din rețeaua statorică D_{es} ;
- înălțimea statorului b_s ;
- numărul coloanelor statorice z_s ;
- diametrul de dispunere a paletelor directoare D_0 ;
- înălțimea paletelor directoare b_0 ;
- numărul paletelor directoare z_0 ;
- numărul paletelor rotorice z_r ;
- adâncimea tubului de aspirație H ;
- lungimea tubului de aspirație L ;
- secțiunea de ieșire din tubul de aspirație $h \times B$;
- diagramele de forțe și momente pe paletele aparatului director;
- diagramele caracteristicilor de ambalare (turații de ambalare și respectiv debite la ambalare);
- pulsări de presiune în tubul de aspirație;
- alte elemente necesare pentru proiectarea turbinei industriale.

4.5 Determinarea caracteristicilor energetice pentru o turbină de tip Kaplan.

Încercarea turbinelor de tip Kaplan se efectuează într-un stand în circuit închis. Modelul se montează în stand între rezervoarele amonte și aval, figura 4.14. Deoarece turbina de tip Kaplan are paletele rotorului mobile în timpul funcționării, ceea ce presupune găsirea unei corelații optime între deschiderea paletelor aparatului director " a_o " și a poziției paletelor rotorului " ϕ ", precum și determinarea curbelor caracteristice de exploatare [93], [4].

Relațiile pentru calculul mărimilor corectate și reduse sunt aceleași ca și în cazul încercării turbinei Francis. Utilizând mărimile mărimile reduse, pe baza metodicii indicate la turbina Pelton, se construiesc curbele caracteristice de funcționare și curbele caracteristice elicoidale pentru fiecare din pozițiile paletelor rotorului, trasându-se totodată curba de unghi "φ" optim (linia punctată), pe fiecare curbă caracteristică universală [61], [36].

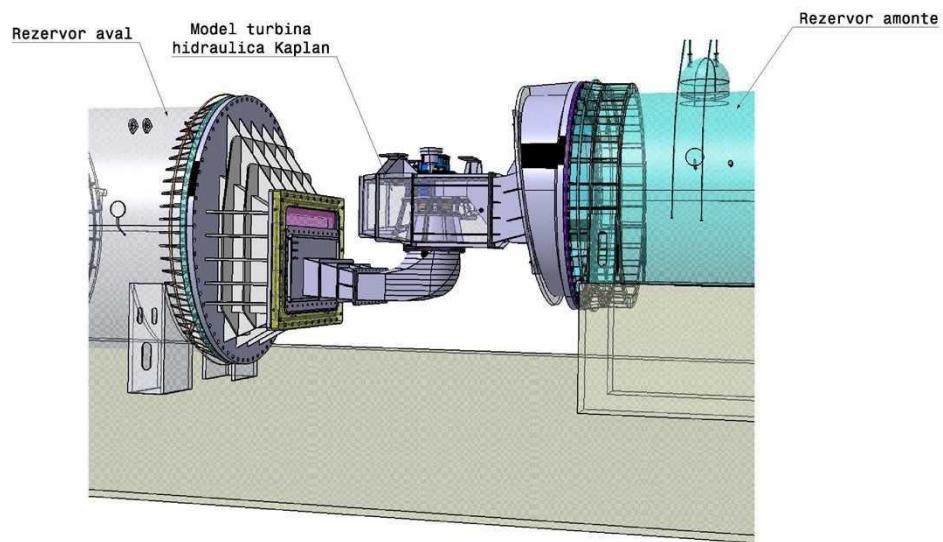
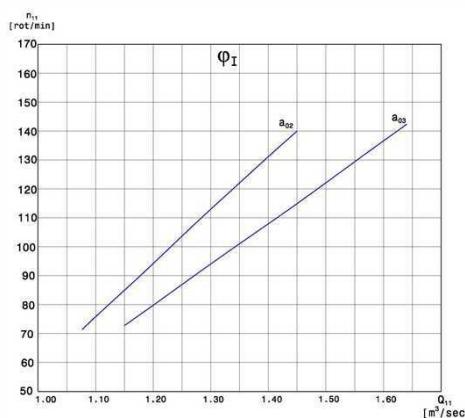
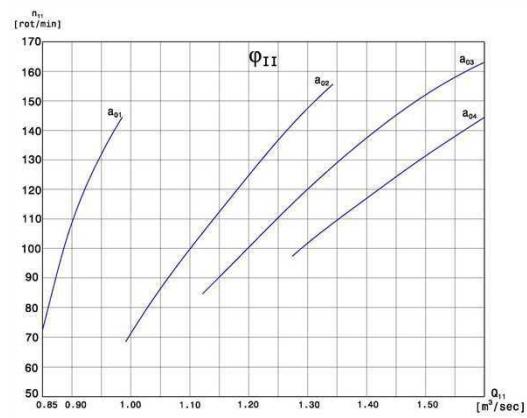


Fig. 4.14 Încadrare în stand model turbină Kaplan

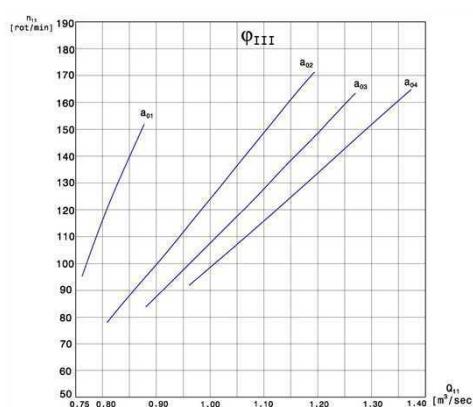
În figurile 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 și 4.19 sunt reprezentate caracteristicile de debit unitar $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru fiecare poziție "φ" a paletelor rotorului [71].



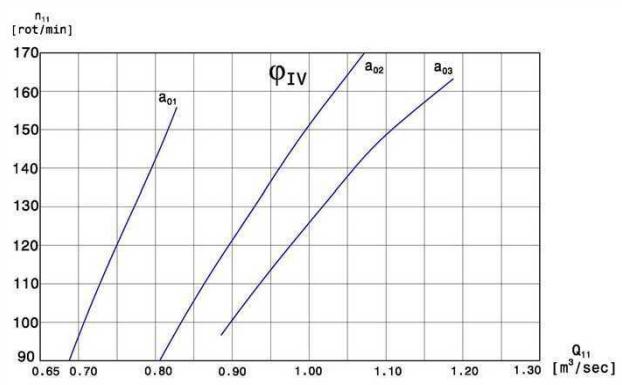
*Fig. 4.15 Caracteristica de debit unitar
 $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_I*



*Fig. 4.16 Caracteristica de debit unitar
 $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_{II}*



*Fig. 4.17 Caracteristica de debit unitar
 $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_{III}*



*Fig. 4.18 Caracteristica de debit unitar
 $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru φ_{IV}*

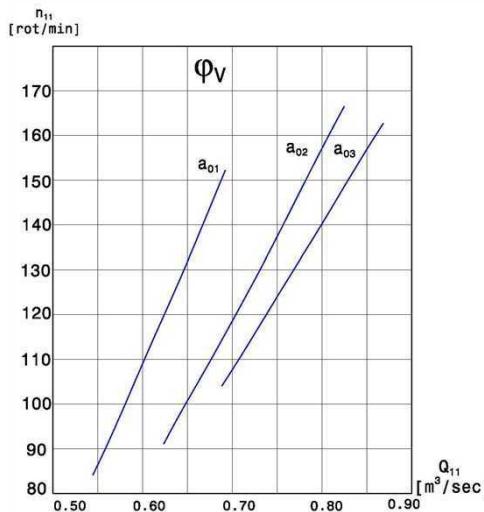


Fig. 4.19 Caracteristica de debit unitar

$$Q_{11} = f(n_{11}) \text{ pentru } \phi_V$$

În figurile 4.20, 4.21, 4.22, 4.23 și 4.24 sunt reprezentate curbele de randament pentru diferite dechideri ale aparatului director $\eta = f(n_{11})$ pentru fiecare poziție "φ" a paletelor rotorului [71].

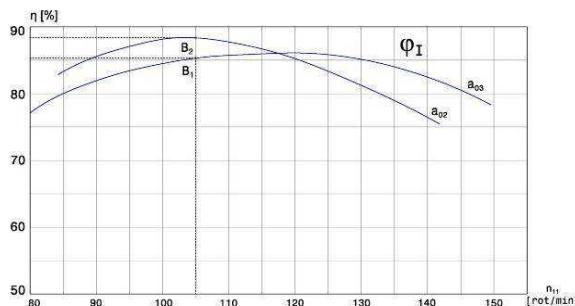


Fig. 4.20 Curbe de randament

$$\eta = f(n_{11}) \text{ la diferite dechideri ale aparatului director pentru } \phi_I$$

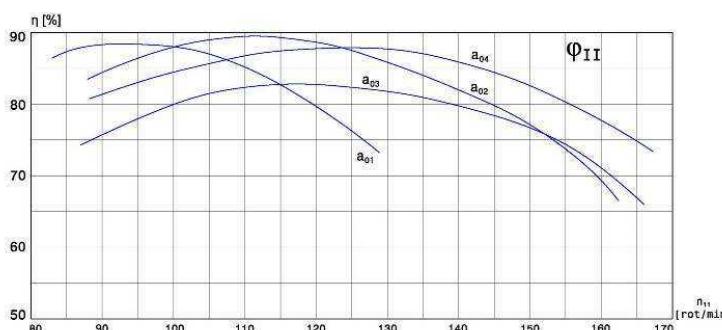


Fig. 4.21 Curbe de randament

$$\eta = f(n_{11}) \text{ la diferite dechideri ale aparatului director pentru } \phi_{II}$$

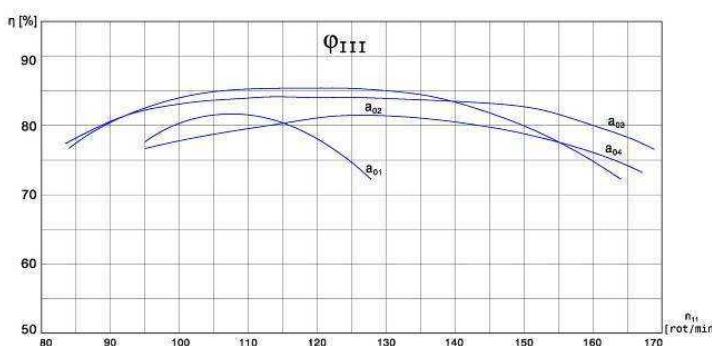


Fig. 4.22 Curbe de randament

$$\eta = f(n_{11}) \text{ la diferite dechideri ale aparatului director pentru } \phi_{III}$$

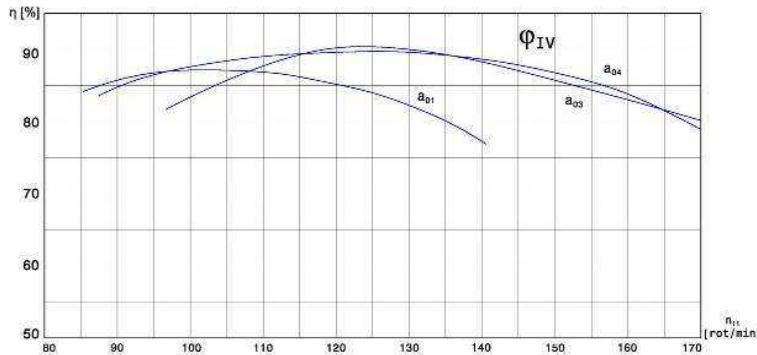


Fig. 4.23 Curbe de randament

$\eta = f(n_{11})$ la diferite dechideri ale aparatului director pentru φ_{IV}

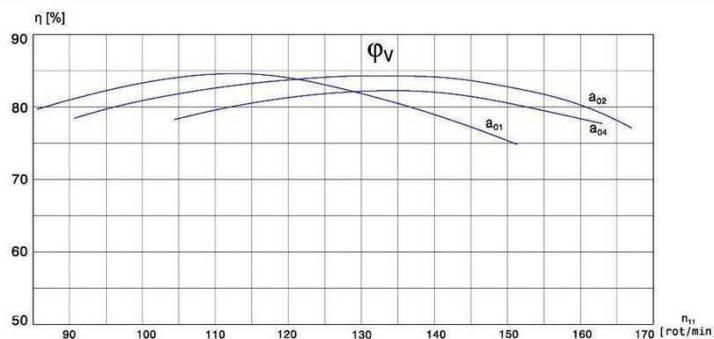


Fig. 4.24 Curbe de randament

$\eta = f(n_{11})$ la diferite dechideri ale aparatului director pentru φ_V

În continuare se trasează curba de unghi "φ" optim (linia punctată) pe fiecare caracteristică elicoidală (figurile 4.25, 4.26, 4.27, 4.28, 4.29). Curba de unghi "φ" este foarte apropiată de axa mare a curbelor caracteristice universale de egal randament ce sunt aproximativ de formă eliptică [93], [71], [57].

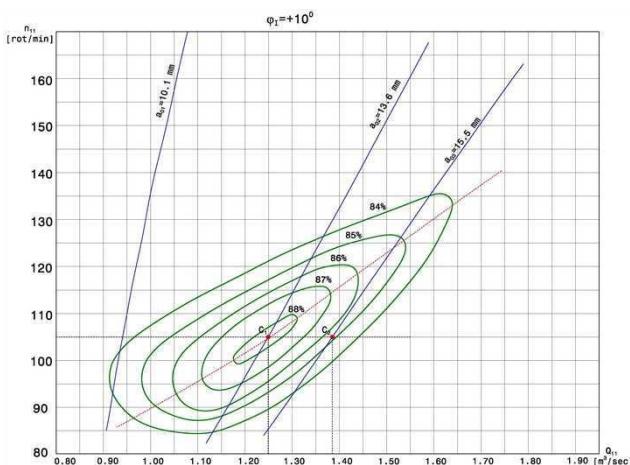


Fig. 4.25 Caracteristică elicoidală pentru $\varphi_I = +10^\circ$

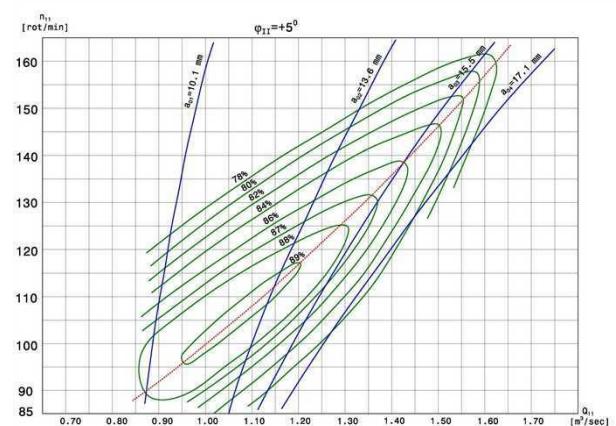


Fig. 4.26 Caracteristică elicoidală pentru $\varphi_{II} = +5^\circ$

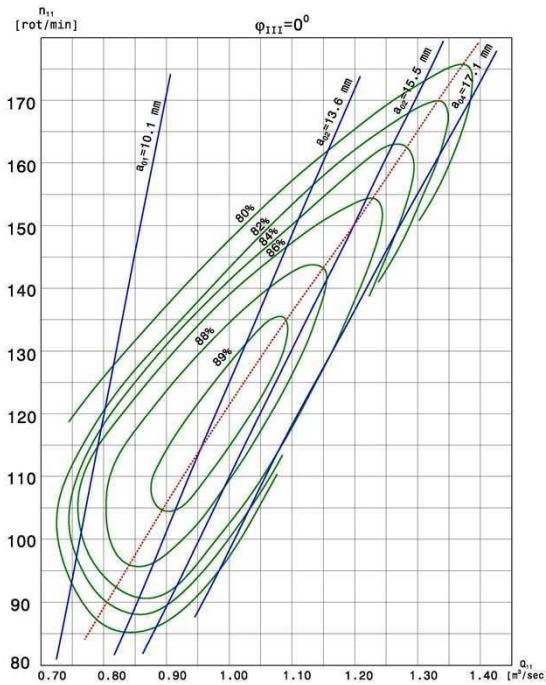


Fig. 4.27 Caracteristică elicoidală pentru $\varphi_{III} = 0^\circ$

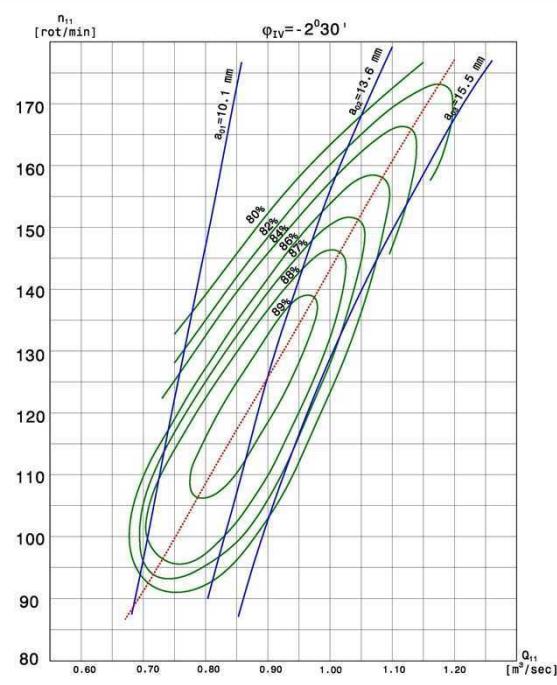


Fig. 4.28 Caracteristică elicoidală pentru $\varphi_{IV} = -2^\circ 30'$

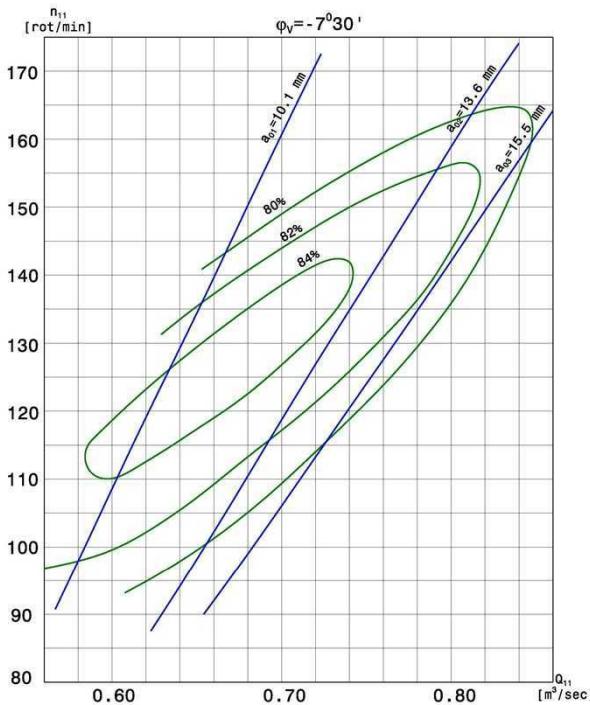


Fig. 4.29 Caracteristică elicoidală pentru $\varphi_V = -7^\circ 30'$

Curbele caracteristice elicoidale, permit în continuare obținerea curbelor caracteristice universale (figura 4.30), prin înfășurarea curbelor corespondente, având astfel o imagine completă asupra funcționării turbinei cu palete reglabile [93], [71], [57].

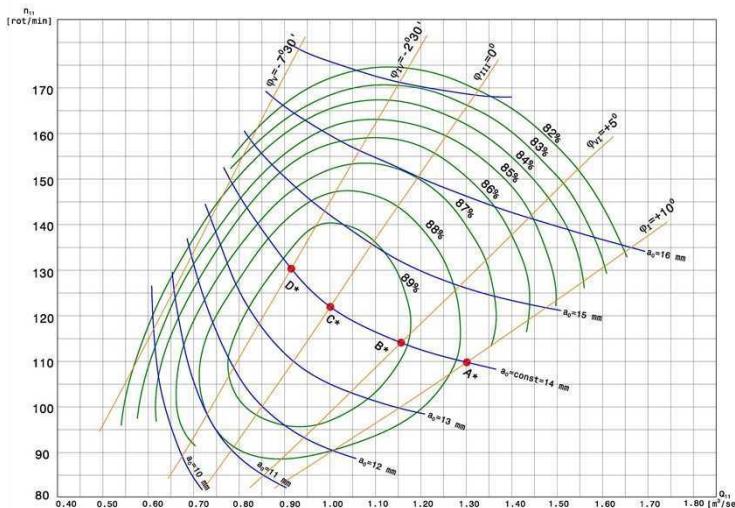


Fig. 4.30 Caracteristica universală pentru o turbină de tip Kaplan

Pe curbele caracteristice universale se trasează și curbele de egală deschidere a paletelor aparatului director. Deoarece sunt necesare numai valorile optime, se determină, din curbele caracteristice universale, punctele de intersecție dintre curba de unghi optim a paletelor rotorului și curbele a_{01} , a_{02} , a_{03} , etc. pentru fiecare poziție "φ" a paletelor rotorului în parte [93], [4].

Curbele caracteristice universale stau la baza determinării a corelației optime între deschiderea paletelor aparatului director și poziția paletelor rotorului [93], [4], [57].

Metodica presupune ca pentru o valoare optimă a turației reduse, care este stabilită din analiza curbelor caracteristice universale, folosindu-ne de curbele caracteristice de funcționare $\eta = f(n_{11})$ și eliminând turația se vor deduce curbele $\eta = f(Q_{11})$ pentru fiecare din pozițiile paletelor rotorului $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ [93].

4.6 Concluzii

În acest capitol au fost prezentate modul de achiziție a valorilor experimentale obținute în urma încercării modelului de turbină hidraulică în stand, etapele și relațiile utilizate la prelucrarea acestor date în vederea obținerii caracteristicii universale.

Scopul general al încercărilor energetice constă în determinarea curbelor caracteristice universale, pe baza cărora se pot trage concluzii asupra funcționării în orice împrejurare a tipului de turbină încercat.

Aceste curbe, pentru fiecare tip de turbină, stau la baza determinării și a altor legături funcționale dintre diversele elemente ale turbinelor, astfel se poate stăpâni complet funcționarea turbinei din punct de vedere energetic.

Cercetările pe modele de turbine hidraulice de tip Pelton, Francis și Kaplan în standurile aparținând diverselor firme constructoare de mașini hidraulice sau universități tehnice se încheie printr-un protocol de măsurători și o documentație de catalog care cuprinde date specifice ale traseului hidraulic pentru fiecare tip de turbină.

Cap. 5 CALCUL DIAGRAMĂ UNIVERSALĂ PENTRU TURBINELE DE TIP PELTON

5.1 Generalități

Proiectarea turbinelor Pelton industriale se bazează pe caracteristici universale obținute prin măsurători de modele. Prelucrarea măsurătorilor primare rezultate din măsurători pentru a obține caracteristica universală se poate face grafic manual sau cu programe generale de grafică respectiv programe CAD.

În acest capitol se prezintă aplicația **HydroHillChart – Modulul Pelton**, care permite calculul caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Pelton, prin prelucrarea datelor măsurate pe stand [23]. Tot în acest capitol sunt prezentate instrumentele oferite de aplicație cum ar fi: interfața, meniul, date de intrare, rezultate, etc. dar și caracteristicile universale calculate utilizând aplicația pentru o serie de rotoare Pelton.

Această aplicație a fost creată cu ajutorul limbajului de programare **Python** respectiv a modulelor/librăriilor compatibile cu acesta. Python este un limbaj dinamic orientat pe obiect care poate fi utilizat cu succes pentru mai multe genuri de dezvoltare de produse software [41], [62]. Utilizarea limbajului este gratuită, chiar și în scop comercial [44]. Interpretorul Python este ușor de extins prin adaugarea de noi funcții și tipuri de date implementate în C sau C++ (sau alte limbi de apelabile din C) [41], [62]. **wxPython** este o interfață grafică pentru limbajul de programare Python și permite programatorilor să creeze aplicații cu o interfață grafică robustă și extrem de funcțională, simplu și rapid, fiind implementat ca și modul de extensie al limbajului de programare Python [58]. **SQLite** este o bibliotecă care implementează un motor de baze de date SQL încapsulat [54]. **Matplotlib** este o bibliotecă 2D a limbajului de programare Python care generează grafice de diferite forme utilizând medii interactive pe diferite platforme. Cu această bibliotecă pot fi generate grafice complexe, histogramme, spectre de putere și grafice de nivel utilizând doar cîteva linii de cod. Setul de instrumente **Mplot3D** adăugă în biblioteca Matplotlib posibilitatea realizării de grafice 3D [35].

Aplicația **HydroHillChart - Modulul Pelton** este un instrument informatic specializat în obținerea caracteristicii universale, utilizând funcțiile spline cubice de interpolare [30], [70], [55], [53]. Astfel, pe baza măsurătorilor efectuate pe mai multe modele de turbine Pelton se poate constitui o bibliotecă computerizată utilizabilă la proiectarea turbinelor industriale de tip Pelton [2], [23].

5.2 Modulul Pelton. Prezentare generală.

Proiectarea turbinelor hidraulice industriale se bazează pe caracteristici energetice și cavaționale, obținute prin măsurători pe modele de turbine în laboratoare specializate. Pentru turbinele de tip Pelton, caracteristica energetică exprimă dependența dintre următoarele mărimi: turația unitară n_{11} , debitul unitar Q_{11} , randament η , deschiderea acului injector S [45], [28].

Metodele utilizate pentru determinarea caracteristicilor, pornind de la datele experimentale achiziționate pe modele de turbine hidraulice, sunt laborioase și uneori subiective. Crearea unei aplicații specializate are drept scop obiectivizarea procesului de trasare a acestor caracteristici. Aplicația, denumită **HydroHillChart**, a fost creată în limbajul de programare Python și cu ajutorul librăriilor asociate [52], [97], [23]. În această lucrare se va prezenta modulul Pelton din aplicație, care, pentru interpolare, utilizează funcții de tip spline cubic [24], [20], [23].

În figura 5.1 este prezentat meniul principal al aplicației **HydroHillChart**. Opțiunea File oferă posibilitatea de a alege tipul de turbină pentru care se dorește calcularea caracteristicii universale (turbină Pelton, Francis sau Kaplan).

Opțiunea Turbina Pelton din meniul principal afișează o fereastră cu interfață specifică modului Pelton, figura 5.2, compusă din: bara de instrumente, tabelul datelor măsurate denumit Puncte măsurate (în care sunt încărcate datele măsurate pentru un model de rotor) și tabelul denumit Puncte de intersecție cu randament constant (în care aplicația depune valorile rezultate în urma intersecțiilor curbelor primare cu randament constant).

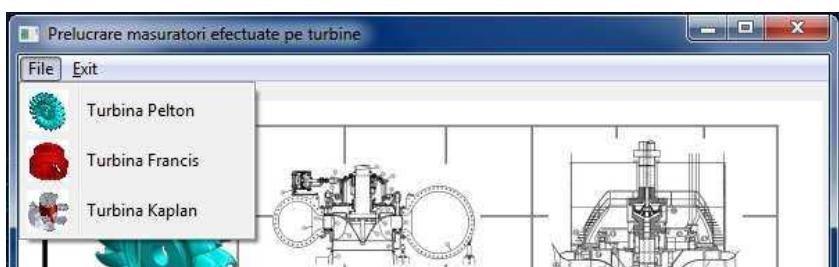


Fig. 5.1 Meniul principal al aplicației **HydroHillChart**

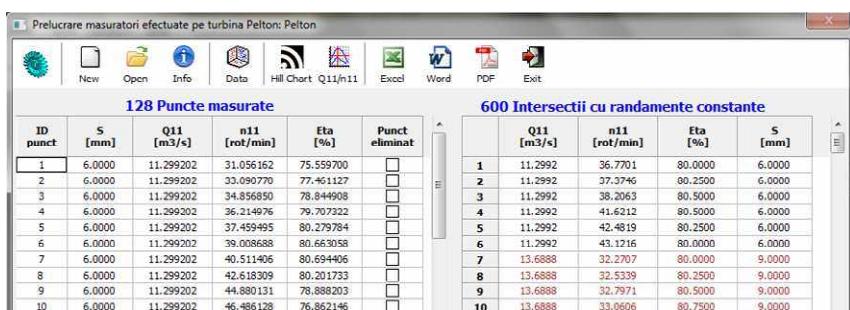


Fig. 5.2 Interfața modulului Pelton

Datele de intrare sunt preluate din Excel și depuse în tabelul **Puncte măsurate**, prin completarea următoarelor câmpuri:

- **ID punct** - reprezintă numărul curent al punctului din matricea de puncte inițiale;
- **S [mm]** - reprezintă deschiderea acului injector a unui rotor Pelton;
- **Q₁₁ [m³/s]** - reprezintă debitul unitar;
- **n₁₁ [rot/min]** - reprezintă turația unitară;
- **η [%]** - reprezintă randamentul;
- **Punct eliminat** - permite eliminarea unui punct din matricea de puncte inițiale, prin bifarea unui control de tip **Check Box**.

5.2.1 Bara de instrumente a modului Pelton

Bara de instrumente pentru modulul Pelton este situată în partea superioară a ferestrei și include butoane de comandă marcate cu icoane specifice, **figura 5.2**, care îndeplinesc următoarele funcții:



5.2.2 Bara de instrumente pentru grafice

Pentru fiecare grafic generat de aplicația **HydroHillChart**, la baza ferestrei există o bară de instrumente cu butoane de comandă marcate cu icoane specifice, care realizează următoarele funcții:



Home - Revenire la vederea inițială;



Back - Înapoi la vederea anterioară;



Forward - Înainte la vederea următoare;



Pan - Panoramare cu click stânga apăsat, mărire/micșorare cu click dreapta apăsat;



Zoom - Mărire zonă selectată;



Subplots - Configurare grafic;



Save - Salvare grafic în format EPS; JPG, PGF, PDF; PNG, PS; RAW, SVG, TIF.

5.2.3 Crearea unei noi baze de date pentru măsurători

Butonul **New** permite crearea unei noi baze de date cu structura identică cu a tabelului **Puncte măsurate**, [figura 5.2](#). Pentru crearea unei noi baze de date se vor completa următoarele tipuri de informații, [figura 5.3](#): denumirea tipului de turbină, numele fișierului bazei de date, perioada în care au avut loc măsurătorile, responsabilul pentru măsuratorile efectuate, informații suplimentare; butonul **Excel** permite selecția fișierului Excel din care se preiau valorile măsurătorilor. În urma completării datelor cerute, prin apăsarea butonului **Creare** se va crea baza de date cu numele din rubrica **Denumire fisier**. Valorile punctelor care aparțin matricii inițiale preluate din Excel se vor încărca în tabelul **Puncte măsurate**, iar aplicația emite un mesaj în care este specificată calea unde a fost salvată noua bază de date.

5.2.4 Deschiderea unei baze de date pentru măsurători

Butonul **Open** are funcția de a deschide și încărca, în cadrul aplicației, o bază de date existentă. În urma acestei operații, tabelul **Puncte măsurate** va fi golit și apoi rescris cu valorile din baza de date selectată.

5.2.5 Informații despre baza de date

Butonul **Info** oferă informații despre baza de date curentă, [figura 5.4](#): denumirea turbinei, numele bazei de date, perioada în care au fost efectuate măsurătorile, responsabilul de măsurători, fișierul din care au fost preluate datele măsurate, numărul de puncte măsurate și eliminate, turația

unitară minimă și maximă, debitul unitar minim și maxim, deschiderea acului injector minimă și maximă, randamentul minim și maxim.

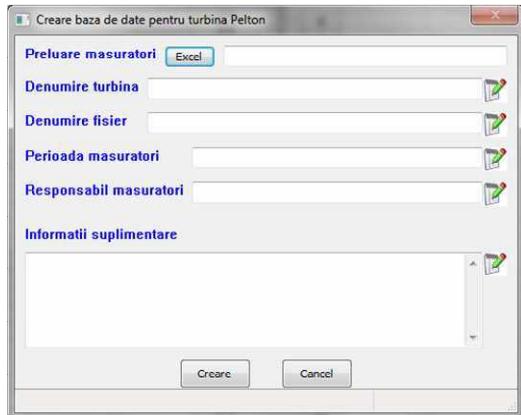


Fig. 5.3 Fereastra pentru crearea unei noi baze de date

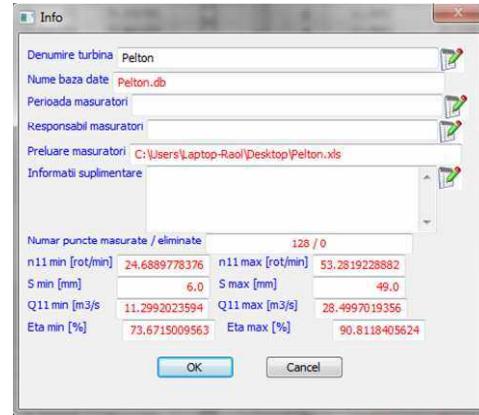


Fig. 5.4 Informații despre baza de date curentă

5.2.6 Vizualizarea grafică a datelor primare

Butonul **DATA** oferă posibilitatea de a vizualiza datele primare sub formă grafică, exprimate prin [35], [60], [63], [19], [26]:

- suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11}, S)$, figura 5.5;
- curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul S, figura 5.6;
- curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S, figura 5.7, figura 5.8;
- curba 2D $S=f(Q_{11})$.

Calcularea, trasarea și vizualizarea curbelor 2D și 3D se face utilizând biblioteca Matplotlib și a funcțiilor aferente acesteia [35], [26], [63], [46].

5.2.7 Calcularea caracteristicii universale pentru rotoare Pelton

Butonul **Hill Chart** permite specificarea randamentelor pentru care se dorește trasarea caracteristicii universale și calcularea respectiv trasarea grafică a acesteia. Prin accesarea acestui buton se va deschide o fereastră care oferă informații despre randamentele minime și maxime din baza de date curentă și permite impunerea randamentului minim și maxim, precum și pasul pentru care se va calcula și trasa caracteristica universală, figura 5.9. Tot în această fereastră, în câmpul **Valori particulare**, se pot specifica valori particulare ale randamentelor de intersecție și se poate selecta schema de culori pentru afișarea caracteristicii. Butonul **OK** declanșează procedura de calcul și trasare a caracteristicii universale pentru modelul de turbină Pelton curent. Trasarea diagramei universale se realizează în mai multe etape. În prima etapă, curbele primare $\eta = f(n_{11})$

pentru poziții diferite ale acului injectorului S se intersectează cu valorile de randament impuse. Aceste puncte se depun în tabelul **Puncte de intersecție cu randament constant**. În a doua etapă suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ se intersectează cu valorile de randament constant, figura 5.10, rezultând izolinile din figura 5.12. Figura 5.11 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante [30], [70], [55], [53].

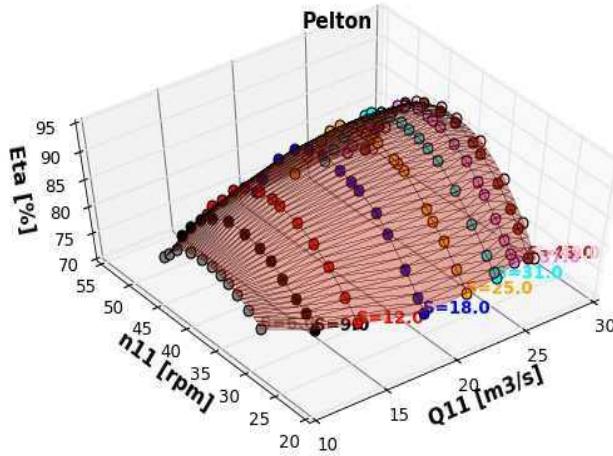


Fig. 5.5 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11}, S)$

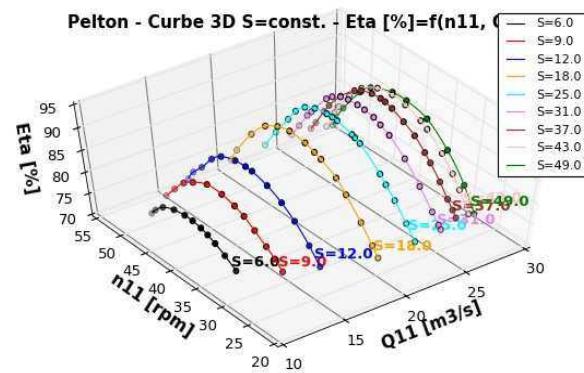


Fig. 5.6 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$

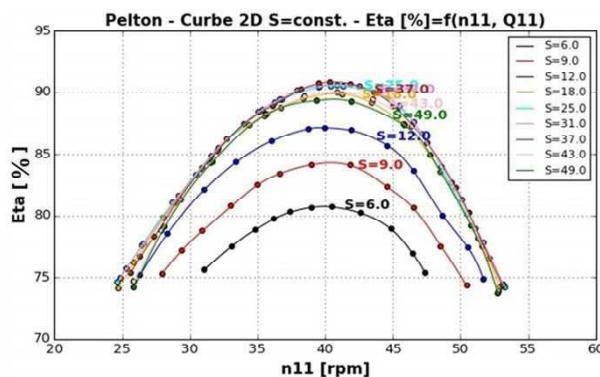


Fig. 5.7 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$
la parametrul $S=const.$

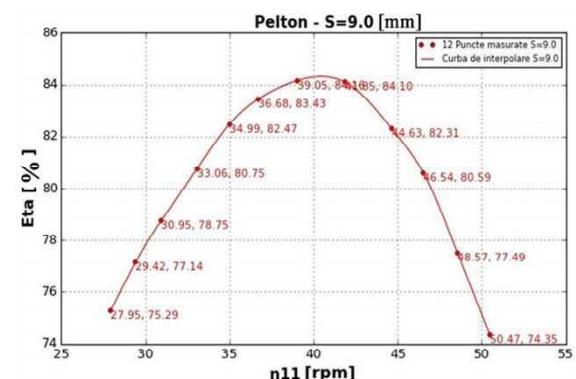


Fig. 5.8 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$
la parametrul $S=const.$

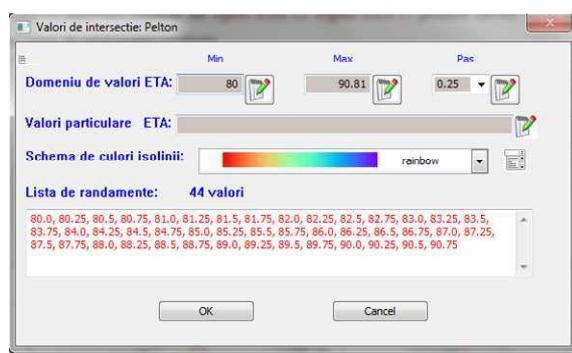


Fig. 5.9 Fereastra pentru specificarea valorilor de randament

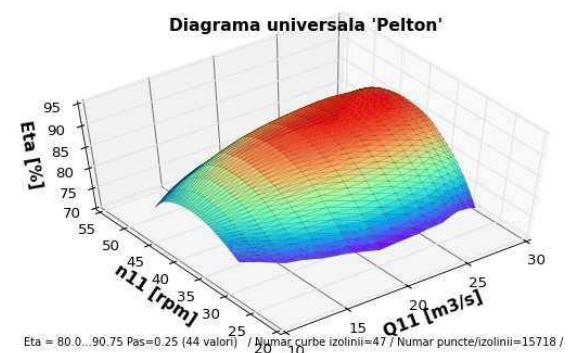


Fig. 5.10 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$

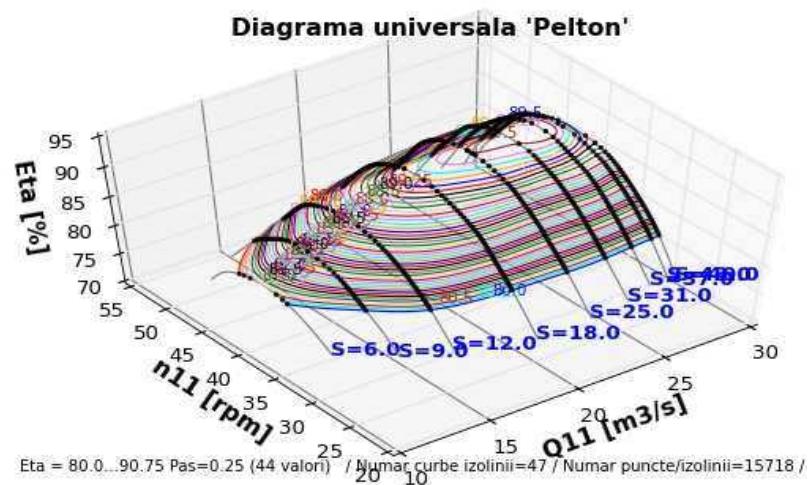


Fig. 5.11 Curbele 3D de intersecție cu randamente constante

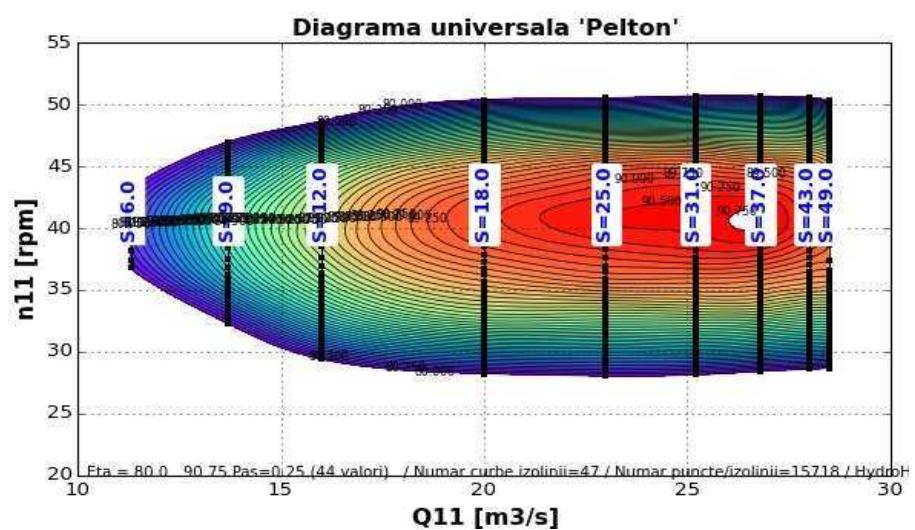
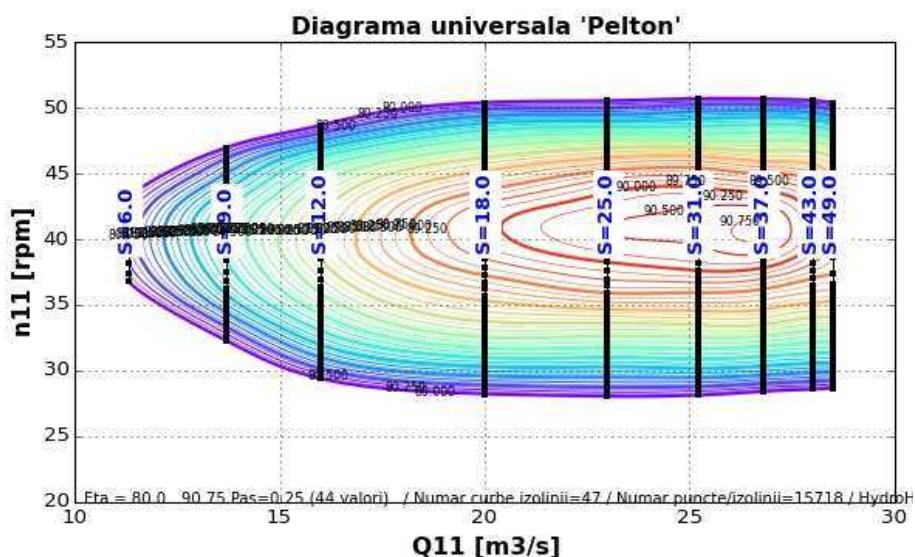


Fig. 5.12 Caracteristica universală pentru rotorul Pelton

5.2.8 Intersecții în caracteristica universală a rotoarelor Pelton

Butonul **n₁₁/Q₁₁** permite impunerea unei turații unitare constante, pentru care să se calculeze curba de intersecție în caracteristica universală [30], [70], [55], [53]. Valoarea turației unitare se introduce prin intermediul ferestrei din [figura 5.13](#), urmată de apăsarea butonului **Intersect**. Acest buton permite calcularea/trasarea curbelor 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și a curbei de intersecție, [figura 5.14](#), respectiv a curbelor 2D $\eta = f(Q_{11})$, [figura 5.15](#), $S = f(Q_{11})$, [figura 5.16](#), pentru valoarea impusă a turației unitare n₁₁.

Butonul **Reset** permite ștergerea curbelor trasate anterior, pentru o valoare impusă a turației unitare, a debitului unitar sau a celor două valori în același timp. Rezultatele numerice și grafice pot fi salvate într-un fișier Excel în directorul aplicației. Pentru o valoare impusă a debitului unitar Q₁₁, valoare introdusă prin intermediul ferestrei din [figura 5.13](#), aplicația calculează/trasează curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și curbele 2D $\eta = f(n_{11})$, $S = f(n_{11})$ [60], [63], [19], [26]. În [figura 5.17](#) este prezentată curba 2D $\eta = f(n_{11})$ pentru o valoare impusă a debitului unitar Q₁₁.

De asemenea, butonul **Q₁₁/n₁₁** permite impunerea în același timp a unei turații unitare n₁₁ și a unui debit unitar Q₁₁, pentru care să se calculeze valoarea randamentului [30], [70], [55], [53]. Prin intermediul ferestrei din [figura 5.13](#) se impun valorile Q₁₁/n₁₁, urmat de calcularea/trasarea curbelor 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, a curbei respectiv punctului de intersecție, [figura 5.18](#), a curbelor 2D $\eta = f(Q_{11})$, [figura 5.19](#), $S = f(Q_{11})$, [figura 5.20](#), pe care este marcat punctul de intersecție [35], [60], [63], [19], [26]. Rezultatele numerice și grafice sunt salvate într-un fișier Excel în directorul aplicației.



Fig. 5.13 Fereastra de introducere a valorii n₁₁

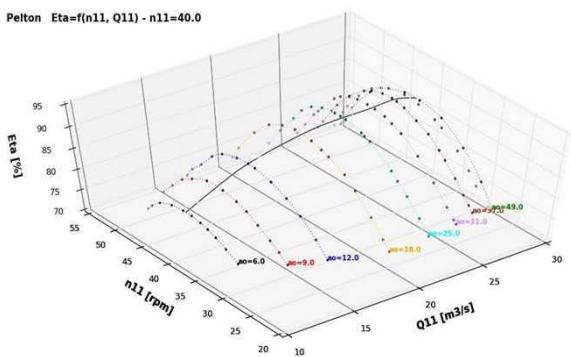


Fig. 5.14 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru n₁₁ impus

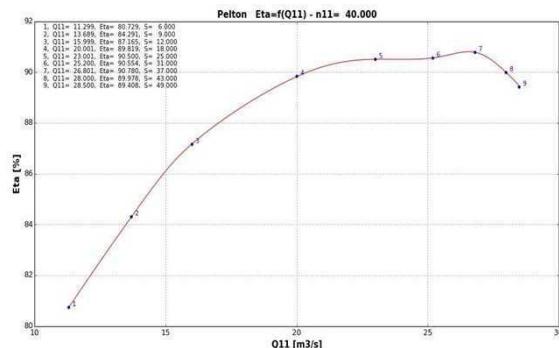


Fig. 5.15 Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru n₁₁ impus

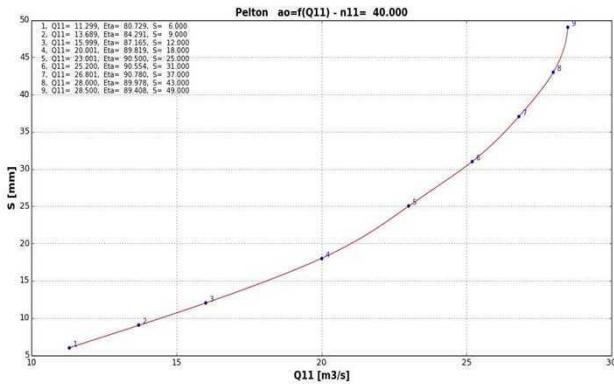


Fig. 5.16 Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru n_{11} imbus

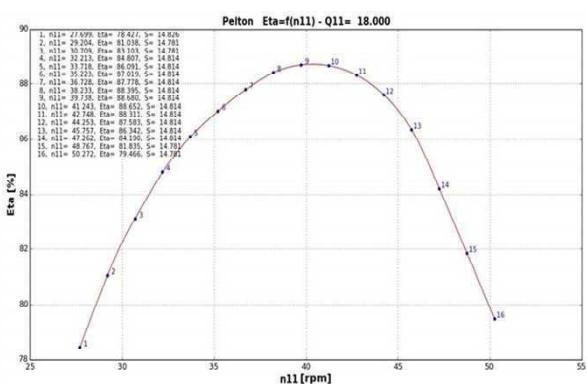


Fig. 5.17 Curba 2D $\eta = f(n_{11})$ pentru Q_{11} imbus

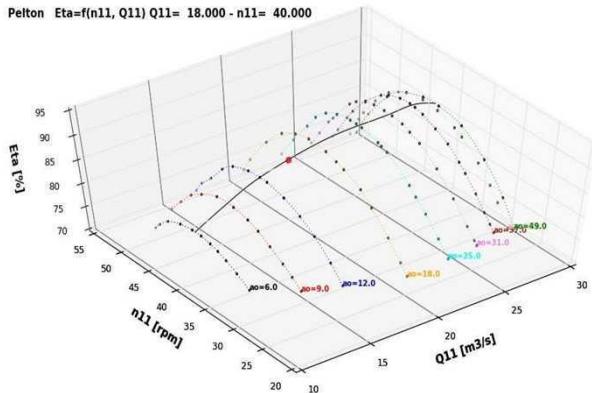


Fig. 5.18 Curbă 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru Q_{11}/n_{11} impuse

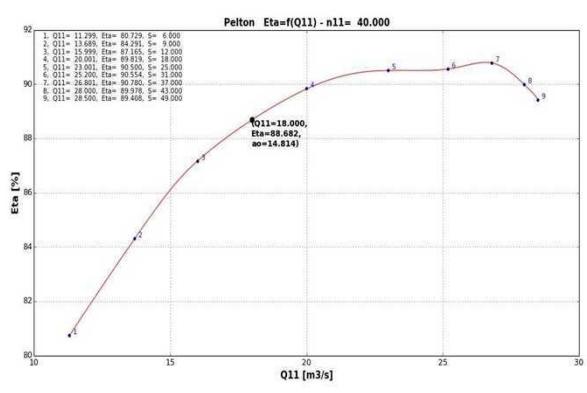


Fig. 5.19 Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru Q_{11}/n_{11} impuse și punctul de intersecție

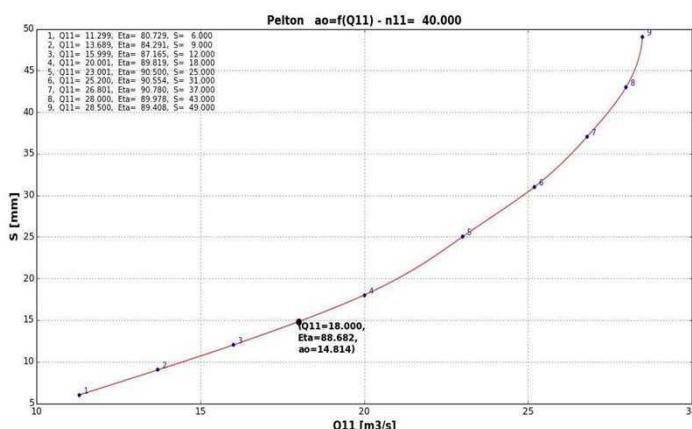


Fig. 5.20 Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru Q_{11}/n_{11} impuse și punctul de intersecție

5.2.9 Exportul datelor în Excel

Butonul **Excel** permite exportul datelor într-un fișier Excel, care cuprinde atât punctele din matricea inițială, cât și rezultatele numerice respectiv grafice ale prelucrărilor care s-au efectuat asupra acestor date. În fișierul de tip Excel se vor genera: o foaie denumită **Date măsurate**, figura

5.21, în care sunt salvate informațiile despre rotorul ales, numărul de puncte din matricea inițială, numărul de puncte eliminate, precum și un tabel cu datele din matricea inițială, o foaie denumită **Intersecții**, figura 5.22, în care este salvat tabelul cu punctele de intersecție cu randament constant calculate și o foaie denumită **HillChart**, figura 5.23, în care este salvat un tabel care conține coordonatele izolinilor de randament constant. Toate aceste date sunt exprimate și sub formă de grafice.

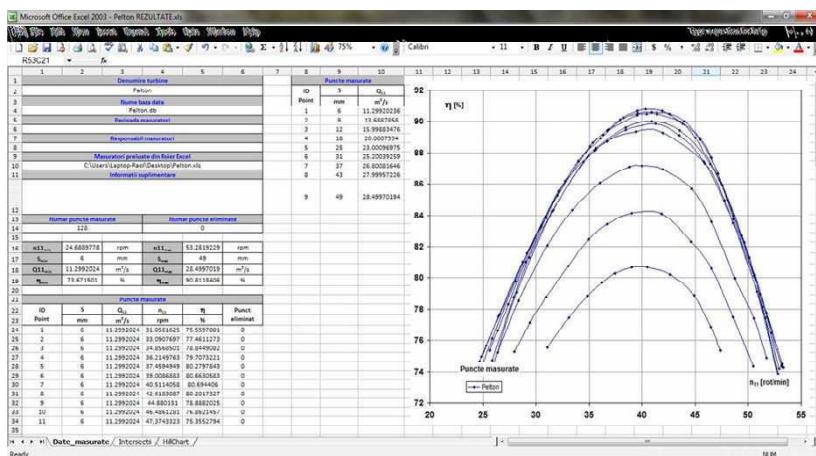


Fig. 5.21 Foaia Date măsurate din fișierul Excel

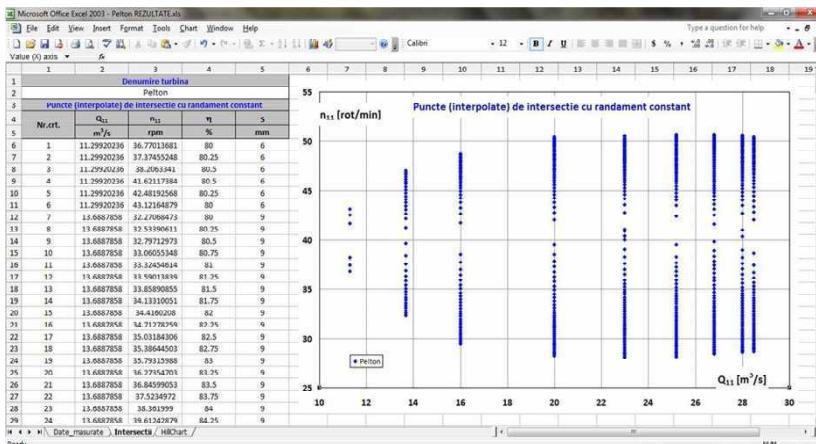


Fig. 5.22 Foaia Intersecții din fișierul Excel

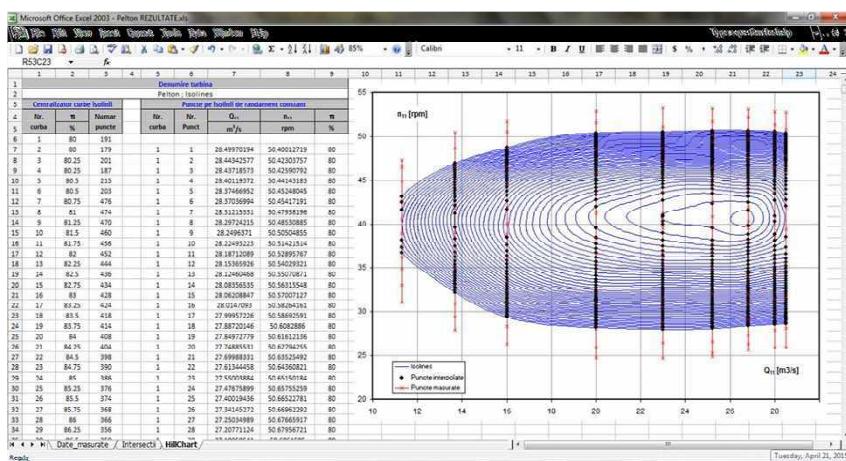


Fig. 5.23 Foaia HillChart din fișierul Excel

5.3 Calculul caracteristicilor universale pentru modele de rotoare Pelton utilizând aplicația HydroHillChart - Modulul Pelton

Aplicația **HydroHillChart** a fost creată în limbajul de programare Python și respectiv a modulelor asociate. Modulul Pelton este parte integrantă din această aplicație și permite calcularea caracteristicii universale pentru rotoare de tip Pelton, pe baza măsurătorilor pe model.

Utilizând aplicația **HydroHillChart** - Modulul Pelton s-au calculat și trasat caracteristicile universale pentru următoarele patru modele de rotoare de tip Pelton:

- **rotorul V2** cu diametrul D=148 mm, 19 cupe și diuza/acul injector având diametrul de Ø16.3 mm (www.csnp.roedu.ro/rotor_pelton2.htm); datele de intrare au fost preluate din măsurările efectuate pe model [13];
- **rotorul K461** cu diametrul D=450 mm, 20 cupe, 6 injectoare având diametrul de Ø47.25 mm [28];
- **rotorul K560** cu diametrul D=375 mm, 24 cupe, 6 injectoare având diametrul de Ø42 mm [28];
- **rotorul K600/461** cu diametrul D=450 mm, 20 cupe, 6 injectoare având diametrul de Ø47.25 mm [39];

Pentru rotoarele **K461**, **K560** și **K600/461** datele de intrare au fost preluate din literatura de specialitate ca puncte discrete din caracteristica existentă, în vederea comparării acesteia cu caracteristica calculată prin aplicația **HydroHillChart** - Modulul Pelton.

Datele de intrare necesare aplicației HydroHillChart – Modulul Pelton sunt următoarele:

- **ID punct** - numărul de ordine al punctului din matricea de puncte inițiale;
- **S** [mm] - deschiderea acului injector a rotorului Pelton;
- **Q₁₁** [m³/s] - debitul unitar;
- **n₁₁** [rot/min] - turația unitară;
- **η** [%] – randamentul.

5.3.1 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul V2-16.3

Datele primare pentru rotorul V2-16.3 sunt prezentate în **tabelul 5.1**.

Tabel 5.1 Datele primare pentru rotorul V2-16.3

ID punct	S	Q₁₁	n₁₁	η	ID punct	S	Q₁₁	n₁₁	η
	[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]		[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]
1	3	12.527	35.5	83.527	16	9	23.290	41.5	90.092
2	3	12.527	37.5	84.941	17	9	23.290	43.5	88.981
3	3	12.527	39.5	85.446	18	9	23.290	45.5	86.456
4	3	12.527	41.5	85.345	19	12	26.983	35.5	87.769

ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η	ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η
	[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]		[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]
5	3	12.527	43.5	84.638	20	12	26.983	37.5	88.981
6	3	12.527	45.5	82.618	21	12	26.983	39.5	89.789
7	6	18.541	35.5	87.668	22	12	26.983	41.5	89.688
8	6	18.541	37.5	88.678	23	12	26.983	43.5	88.577
9	6	18.541	39.5	89.284	24	12	26.983	45.5	86.254
10	6	18.541	41.5	89.183	25	15	29.419	35.5	87.163
11	6	18.541	43.5	88.274	26	15	29.419	37.5	88.173
12	6	18.541	45.5	86.052	27	15	29.419	39.5	88.779
13	9	23.290	35.5	87.870	28	15	29.419	41.5	88.779
14	9	23.290	37.5	89.183	29	15	29.419	43.5	87.870
15	9	23.290	39.5	90.092	30	15	29.419	45.5	85.749

Pentru rotorul V2-16.3 în tabelul **Puncte măsurate** au fost preluate din Excel un total de 30 de puncte, figura 5.24. În acest tabel, coloana **Punct eliminat** permite eliminarea unui punct, prin activarea unui control de tip **Check Box**. Măsurările au fost efectuate pentru 5 deschideri constante ale acului injector: S=3, 6, 9, 12, 15 mm. Curbele primare $\eta = f(n_{11})$, obținute pe baza datelor din matricea de puncte inițiale pentru fiecare deschidere a acului injector, sunt prezentate în figurile 5.25 ÷ 5.29, unde punctele măsurate sunt marcate cu cerculete, iar figura 5.30 prezintă corelația $S = f(Q_{11})$. Figura 5.31 și figura 5.32 prezintă curbele 2D $\eta = f(n_{11})$ suprapuse respectiv curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru valorile parametrului S.

Pentru rotorul V2-16.3 domeniul de valori ale randamentului η , este cuprins între 82.62 și 90.09 %. Caracteristica universală s-a calculat pentru 30 valori impuse în domeniul $\eta = 82,75 \div 90\%$ cu pas 0.25%. Suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ care se intersectează cu valorile de randament constant este prezentată figura 5.33; în urma acestor intersecții au rezultat punctele de intersecție din tabelul **Intersectii cu randamente constante**, figura 5.24, curbele 3D de intersecție, figura 5.34 și caracteristica universală, figura 5.35. Punctele de intersecție cu randamente constante sunt marcate cu triunghiuri și în curbele primare interpolate din figurile 5.25 ÷ 5.29.

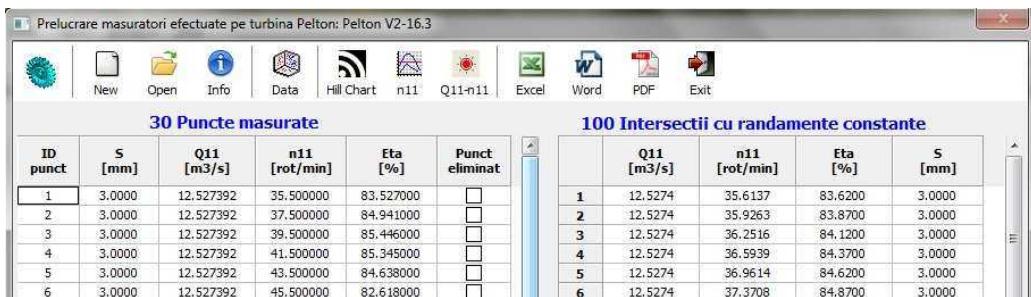


Fig. 5.24 Tabelul **Puncte măsurate** pentru rotorul V2-16.3

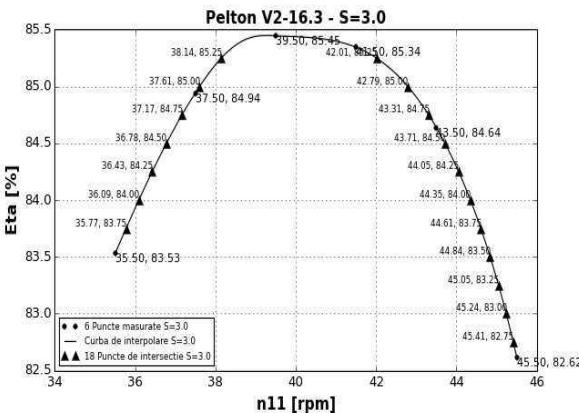


Fig. 5.25 Curba primară $\eta = f(n_{11})$
pentru $S=3$ mm - rotorul V2-16.3

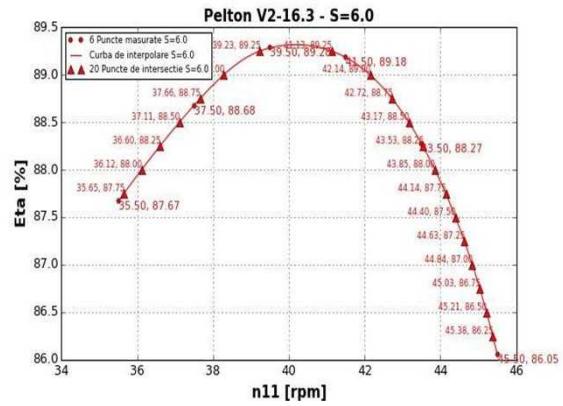


Fig. 5.26 Curba primară $\eta = f(n_{11})$
pentru $S=6$ mm - rotorul V2-16.3

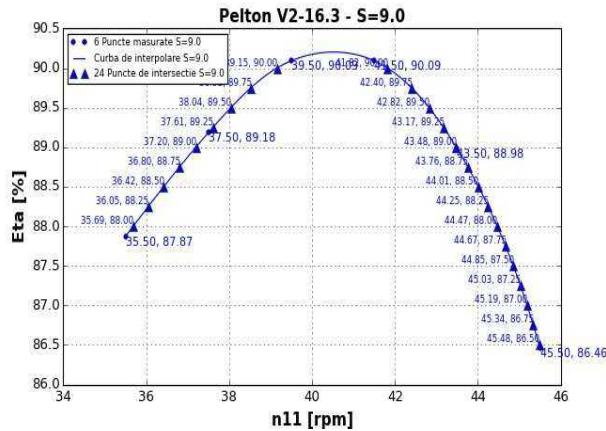


Fig. 5.27 Curba primară $\eta = f(n_{11})$
pentru $S=9$ mm - rotorul V2-16.3

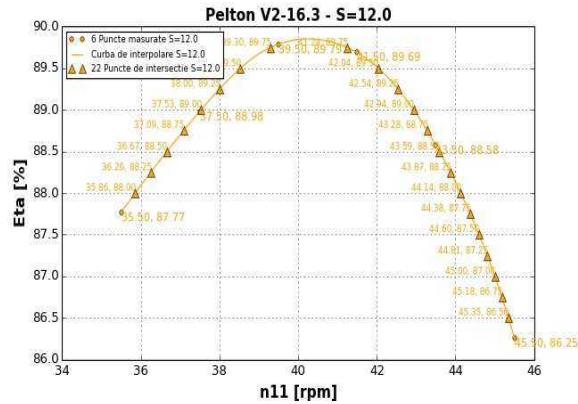


Fig. 5.28 Curba primară $\eta = f(n_{11})$
pentru $S=12$ mm - rotorul V2-16.3

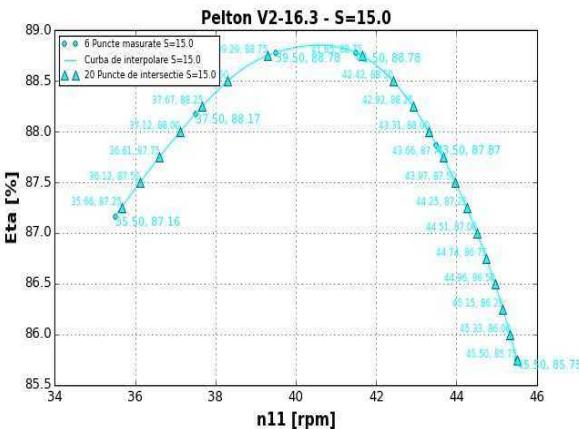


Fig. 5.29 Curba primară $\eta = f(n_{11})$
pentru $S=15$ mm - rotorul V2-16.3

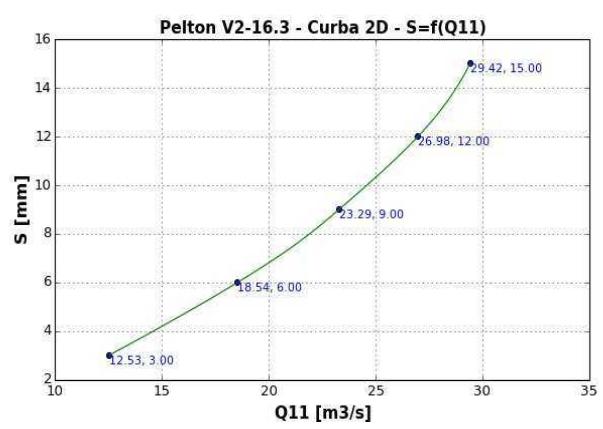


Fig. 5.30 Curba primară $S = f(Q_{11})$
pentru rotorul V2-16.3

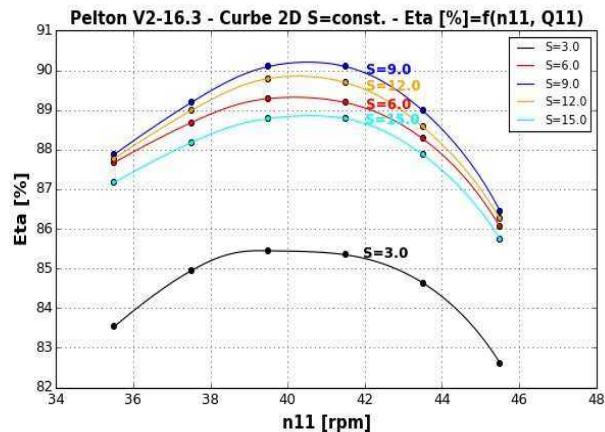


Fig. 5.31 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S pentru rotorul V2-16.3

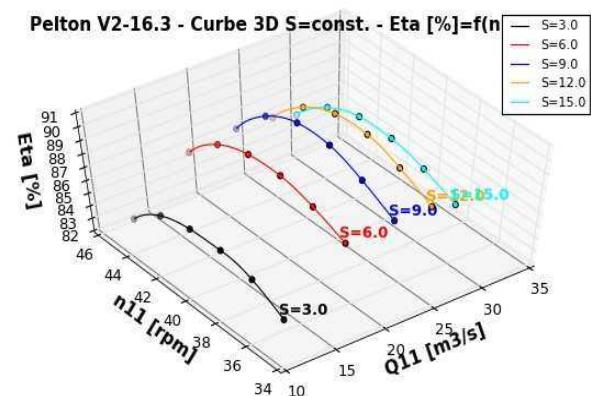


Fig. 5.32 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul V2-16.3

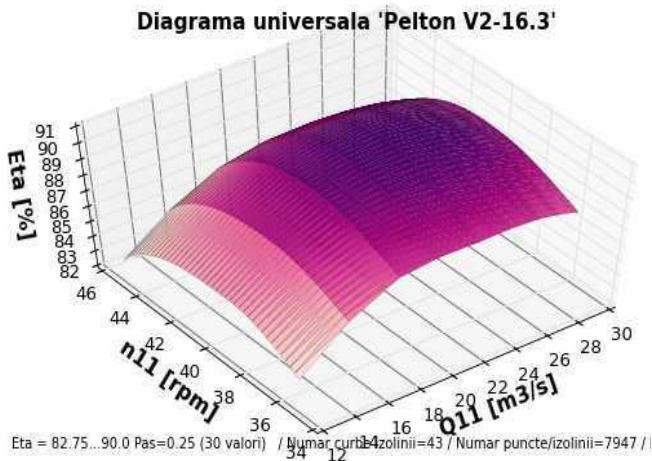


Fig. 5.33 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton V2-16.3

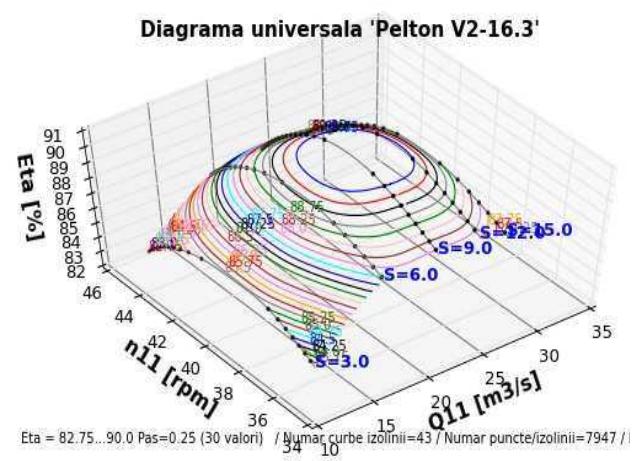
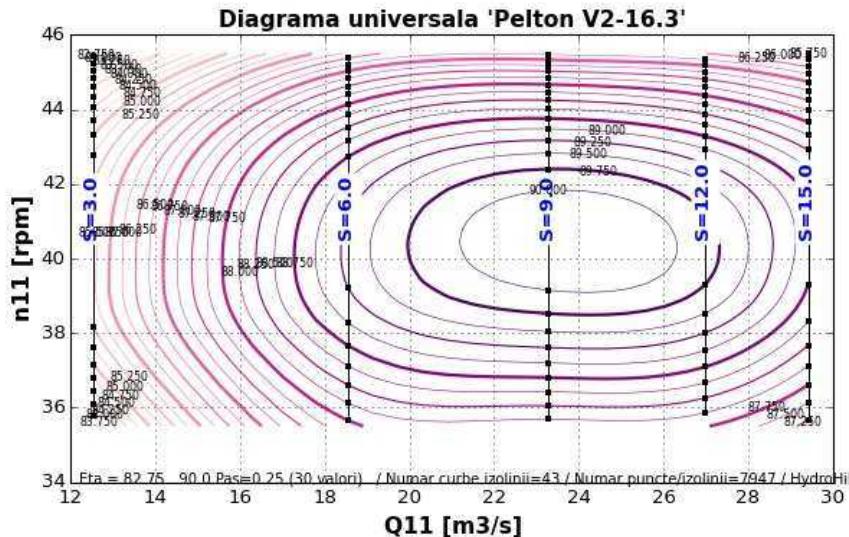


Fig. 5.34 Curbele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton V2-16.3



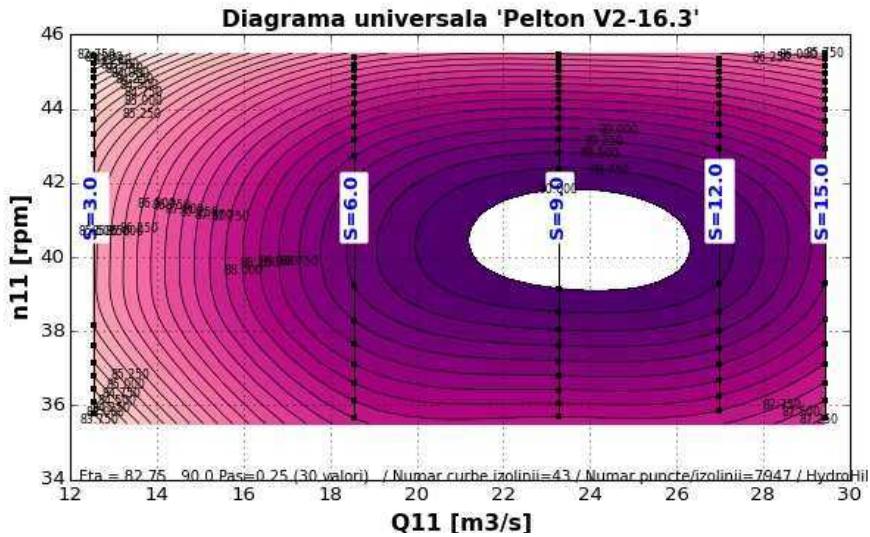


Fig. 5.35 Caracteristica universală pentru rotorul Pelton V2-16.3

Aplicația **HydroHillChart - Modulul Pelton** permite de asemenea:

- intersecția caracteristicii universale cu o turație unitară impusă $n_{11}=\text{const.}$;
- calculul randamentului pentru un punct $n_{11}-Q_{11}$ impus.

În cazul rotorului V2-16.3, ca exemplificare, s-a impus turația unitară $n_{11} = 40.0 \text{ rpm}$, pentru care s-au calculat/trasat curbele 2D: $\eta = f(Q_{11})$ și $S = f(Q_{11})$, figura 5.36 și 5.37, respectiv curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ inclusiv curba de intersecție $\eta = f(Q_{11})$, figura 5.38. Valoarea calculată a randamentului pentru turația unitară $n_{11}=38.0 \text{ rpm}$ și debitul unitar $Q_{11}=20.0 \text{ m}^3/\text{s}$ este de 89.45 %. Curbele 3D: $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și punctul de intersecție, pentru turația și debitul unitar impuse, sunt prezentate în figura 5.39, iar curbele 2D: $\eta = f(Q_{11})$ și $S = f(Q_{11})$ în figurile 5.40 respectiv 5.41.

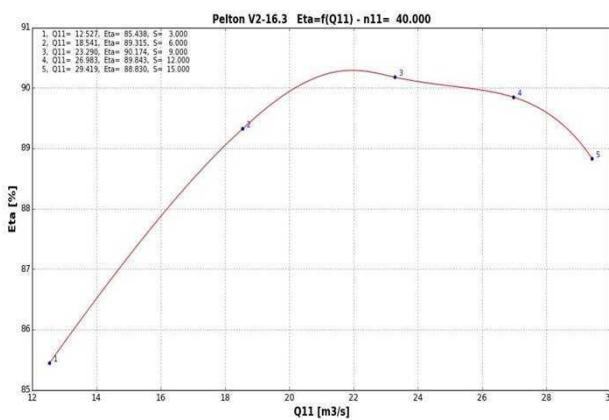


Fig. 5.36 Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=40.0 \text{ rpm}$ - rotorul Pelton V2-16.3

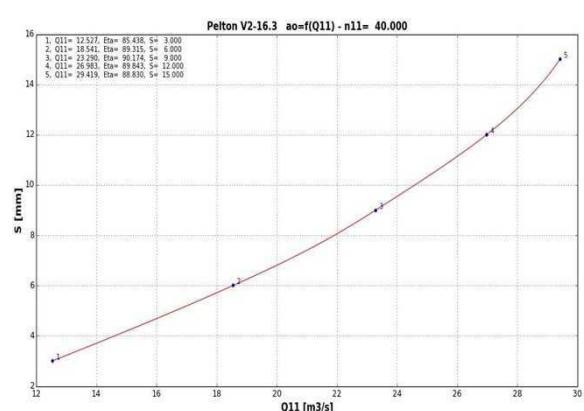


Fig. 5.37 Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=40.0 \text{ rpm}$ - rotorul Pelton V2-16.3

Pelton V2-16.3 Eta=f(n₁₁, Q₁₁) - n₁₁=40.0

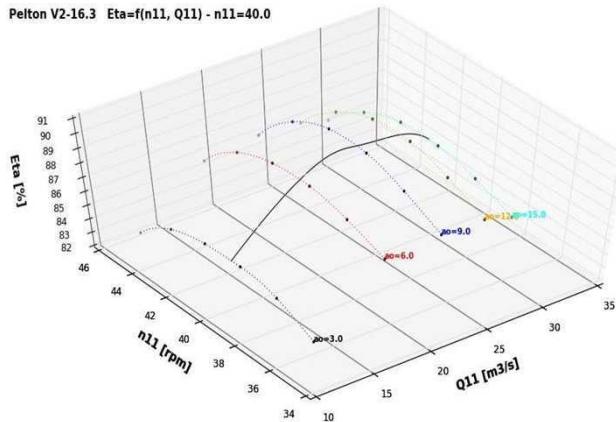


Fig. 5.38 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $n_{11}=40.0$ rpm și curba de intersecție $\eta = f(Q_{11})$ - rotorul Pelton V2-16.3

Pelton V2-16.3 Eta=f(n₁₁, Q₁₁) Q₁₁= 20.000 - n₁₁= 38.000

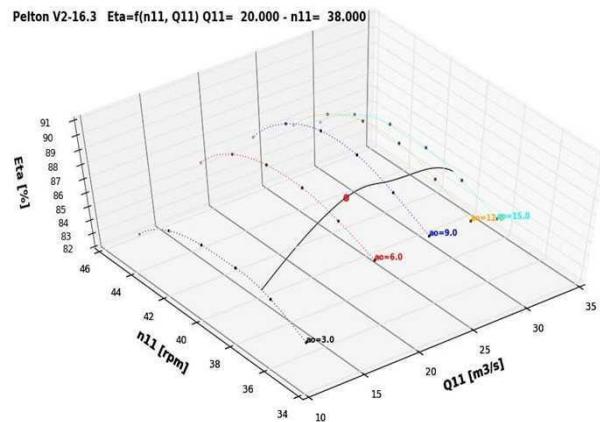


Fig. 5.39 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $Q_{11}= 20.0$ m³/s și $n_{11}=38$ rpm, curba și punctul de intersecție - rotorul Pelton V2-16.3

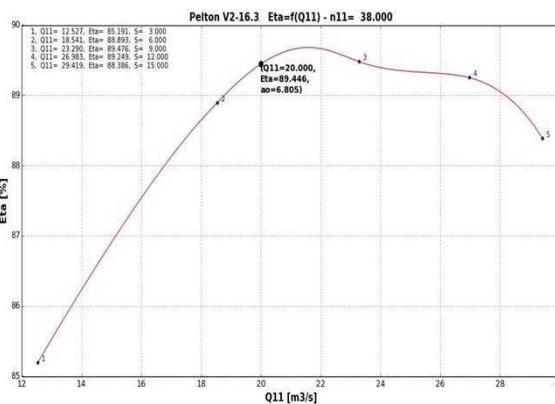


Fig. 5.40 Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=38$ rpm și $Q_{11}=20.0$ m³/s și punctul de intersecție - rotorul Pelton V2-16.3

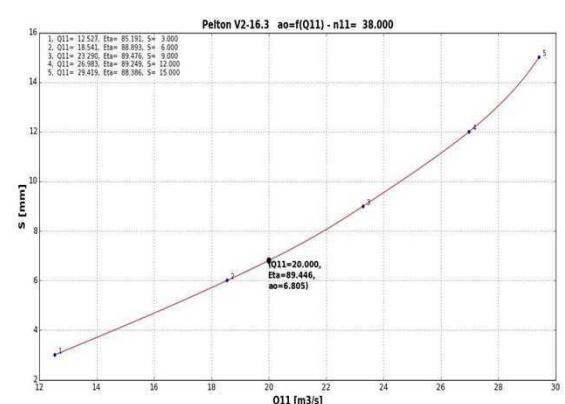


Fig. 5.41 Curba 2D $S = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=38$ rpm și $Q_{11}=20.0$ m³/s și punctul de intersecție - rotorul Pelton V2-16.3

Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul V2-16.3 se pot exporta într-un fișier Excel, în filele **Date măsurate**, figura 5.42, **Intersecții**, figura 5.43 respectiv **HillChart**, figura 5.44.

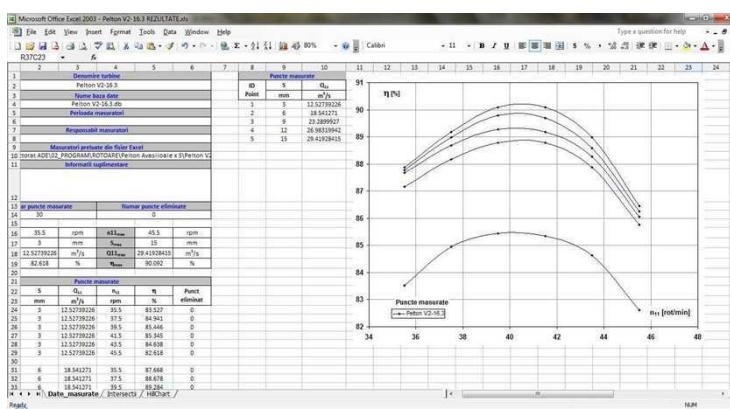


Fig. 5.42 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton V2-16.3

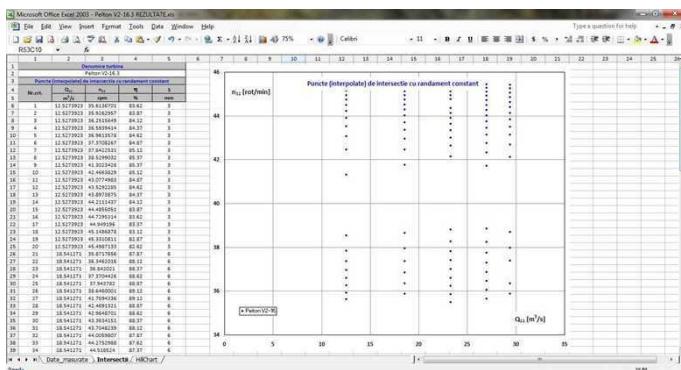


Fig. 5.43 Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Pelton V2-16.3

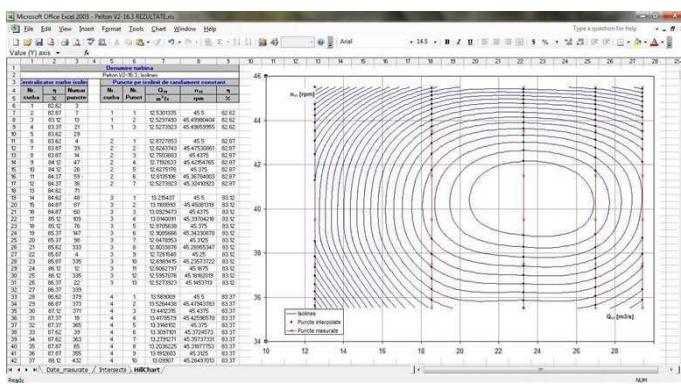


Fig. 5.44 Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Pelton V2-16.3

5.3.2 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul K461

Datele de intrare pentru rotorul K461 [28] au fost preluate, pag. 98, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 5.45, tabelul 5.2, în vederea recalculării acesteia prin aplicația **HydroHillChart** - Modulul Pelton.

Pentru rotorul K461 în tabelul **Puncte măsurate** au fost preluate din Excel un total de 51 de puncte. Datele preluate au fost pentru 6 deschideri constante ale acului injector: S=7.5, 10, 15, 20, 30, 40 mm. Curbele primare $\eta = f(n_{11})$, pentru deschiderile acului injector de 10 și 30 mm, obținute pe baza datelor măsurate, sunt prezentate în figurele 5.46 și 5.47, unde punctele din matricea de puncte inițiale sunt marcate cu cerculete. Figura 5.48 și figura 5.49 prezintă curbele 2D $\eta = f(n_{11})$ suprapuse respectiv curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru valorile parametrului S.

Domeniul de valori ale randamentului η , pentru rotorul K461, este cuprins între 73 și 88,9 %. Caracteristica universală s-a calculat pentru 51 valori impuse în domeniul $\eta = 73 \div 88,5\%$ cu pas 0,5%. Suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ care se intersectează cu valorile de randament constant este prezentată figura 5.50; în urma acestor intersecții au rezultat punctele de intersecție, curbele 3D de intersecție, figura 5.51 și caracteristica universală, figura 5.52. Punctele de intersecție cu randamente constante sunt marcate cu triunghiuri și în curbele primare interpolate din figurele 5.46 și 5.47.

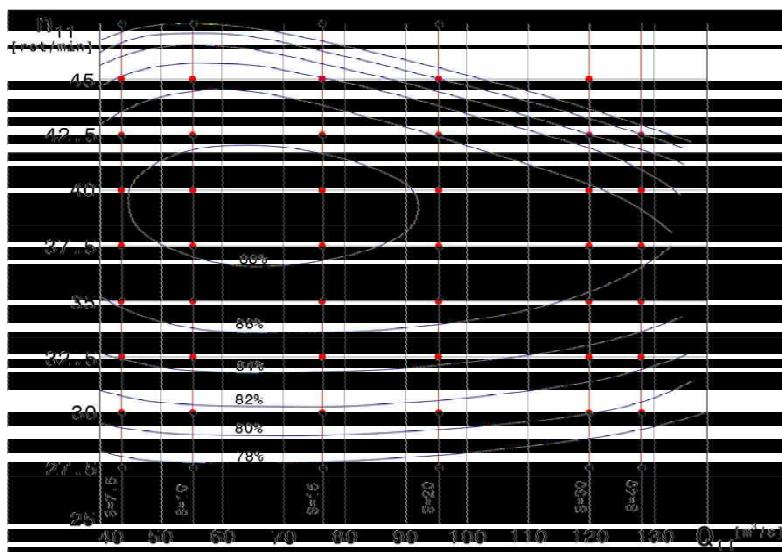


Fig. 5.45 Caracteristica universală a rotorului K461 și matricea de puncte discrete

Măsurările primare pentru rotorul K461 sunt prezentate în **tabelul 5.2**.

Tabel 5.2 Datele primare pentru rotorul K461

ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η	ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η
	[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]		[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]
1	7.50	43.75	47.5	78.00	27	15.00	77.50	27.5	77.60
2	7.50	43.75	45	83.20	28	20.00	96.25	47.5	73.00
3	7.50	43.75	42.5	86.80	29	20.00	96.25	45	80.20
4	7.50	43.75	40	87.80	30	20.00	96.25	42.5	85.50
5	7.50	43.75	37.5	87.50	31	20.00	96.25	40	87.60
6	7.50	43.75	35	86.20	32	20.00	96.25	37.5	87.80
7	7.50	43.75	32.5	84.00	33	20.00	96.25	35	86.60
8	7.50	43.75	30	81.00	34	20.00	96.25	32.5	84.30
9	7.50	43.75	27.5	77.40	35	20.00	96.25	30	81.00
10	10.00	56.00	47.5	78.50	36	20.00	96.25	27.5	77.10
11	10.00	56.00	45	84.20	37	30.00	119.00	45	75.00
12	10.00	56.00	42.5	87.90	38	30.00	119.00	42.5	81.00
13	10.00	56.00	40	88.90	39	30.00	119.00	40	85.70
14	10.00	56.00	37.5	88.30	40	30.00	119.00	37.5	87.00
15	10.00	56.00	35	86.70	41	30.00	119.00	35	85.80
16	10.00	56.00	32.5	84.40	42	30.00	119.00	32.5	83.50
17	10.00	56.00	30	81.30	43	30.00	119.00	30	80.00
18	10.00	56.00	27.5	77.60	44	30.00	119.00	27.5	76.00
19	15.00	77.50	47.5	76.50	45	40.00	129.00	42.5	80.00
20	15.00	77.50	45	82.60	46	40.00	129.00	40	84.00
21	15.00	77.50	42.5	87.00	47	40.00	129.00	37.5	86.10
22	15.00	77.50	40	88.50	48	40.00	129.00	35	85.00
23	15.00	77.50	37.5	88.30	49	40.00	129.00	32.5	82.50
24	15.00	77.50	35	86.90	50	40.00	129.00	30	79.00
25	15.00	77.50	32.5	84.70	51	40.00	129.00	27.5	75.00
26	15.00	77.50	30	81.40					

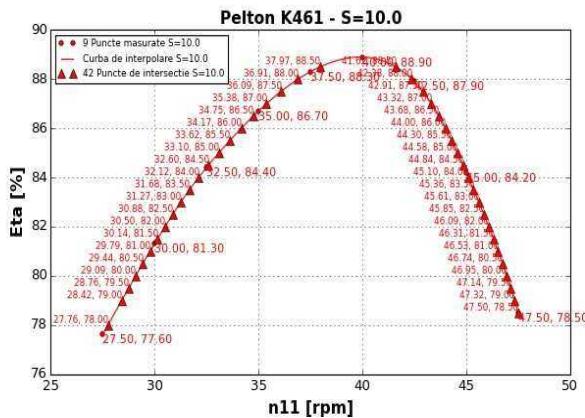


Fig. 5.46 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=10 \text{ mm}$ - rotorul Pelton K461

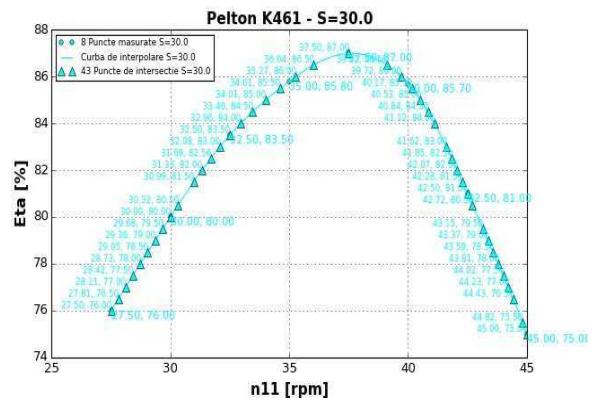


Fig. 5.47 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=30 \text{ mm}$ - rotorul Pelton K461

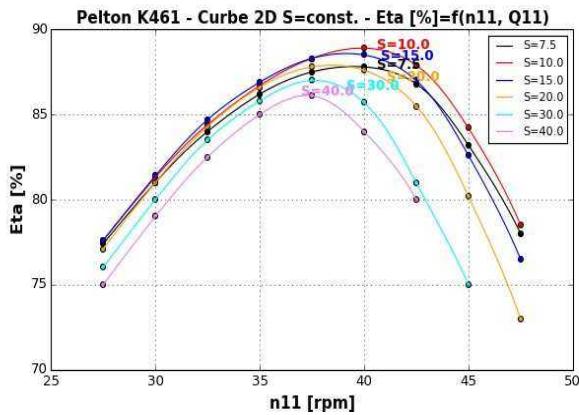


Fig. 5.48 Curve 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S pentru rotorul Pelton K461

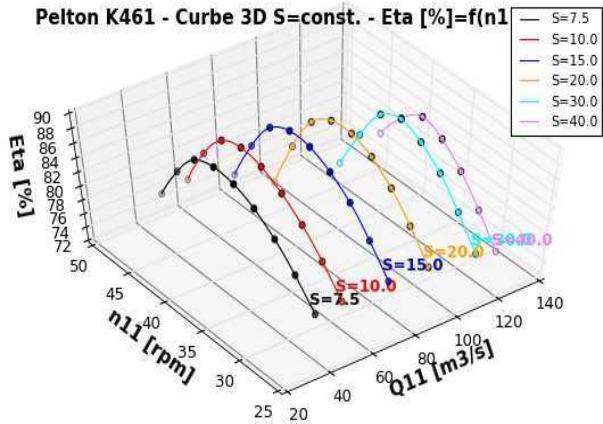


Fig. 5.49 Curve 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K461

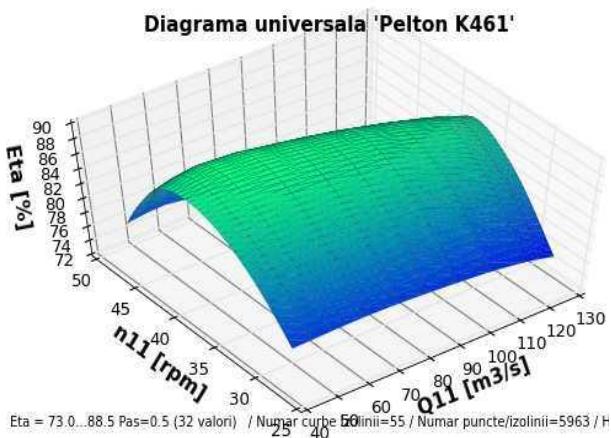


Fig. 5.50 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K461

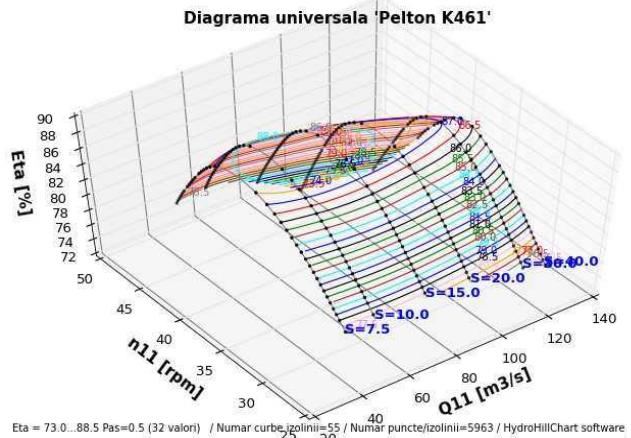


Fig. 5.51 Curvele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton K461

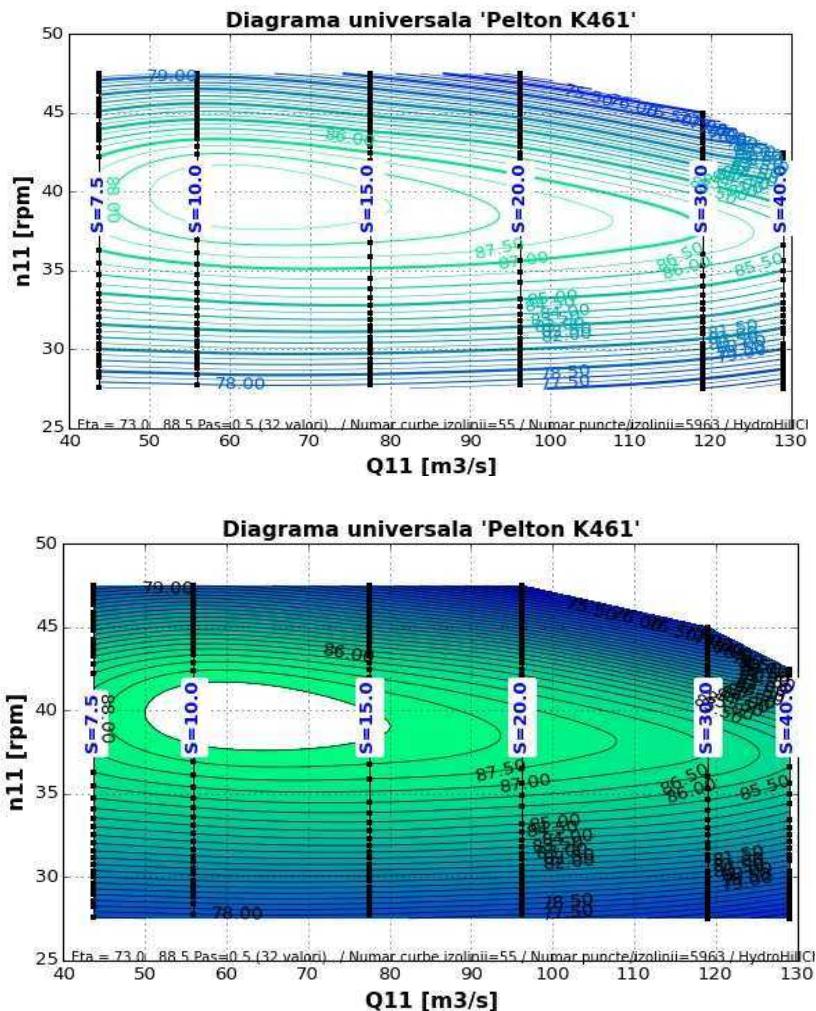


Fig. 5.52 Caracteristica universală pentru rotorul Pelton K461

Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul K461 se pot exporta într-un fișier Excel, în filele Date măsurate, figura 5.53, Intersecții, figura 5.54 respectiv HillChart, figura 5.55.

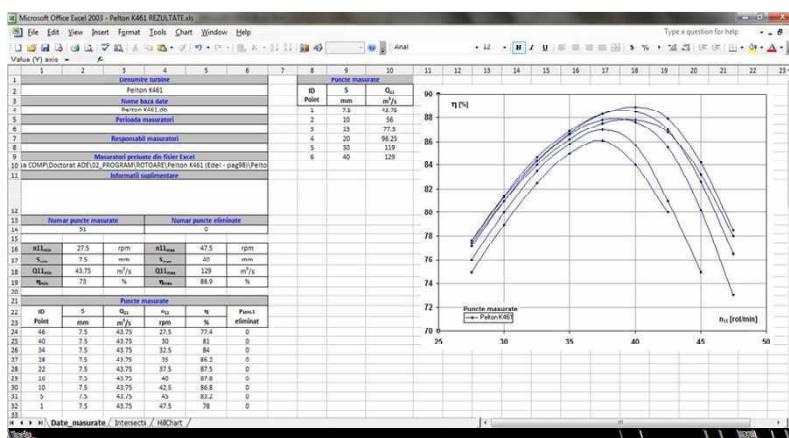


Fig. 5.53 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton K461

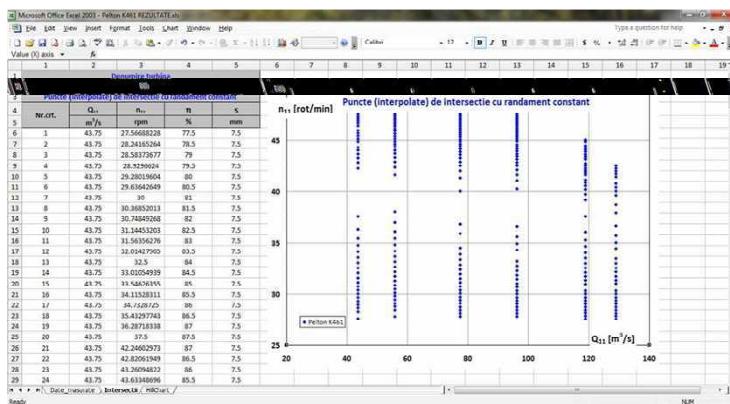


Fig. 5.54 Foaia Intersecții din fișierul Excel- rotor Pelton K461

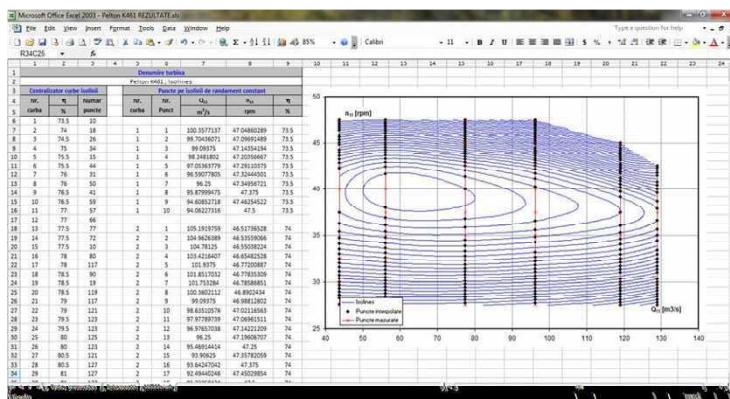


Fig. 5.55 Foaia HillChart din fișierul Excel- rotor Pelton K461

Compararea diagramelor. Comparând diagrama din literatura de specialitate, din care s-a extras matricea de puncte discrete, cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicația HydroHillChart se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame. Această apropiere foarte bună (suprapunere) între cele două universale conduce la validarea aplicației. Vectorizarea diagramei din literatura de specialitate s-a realizat cu aplicația WebPlotDigitizer [59].

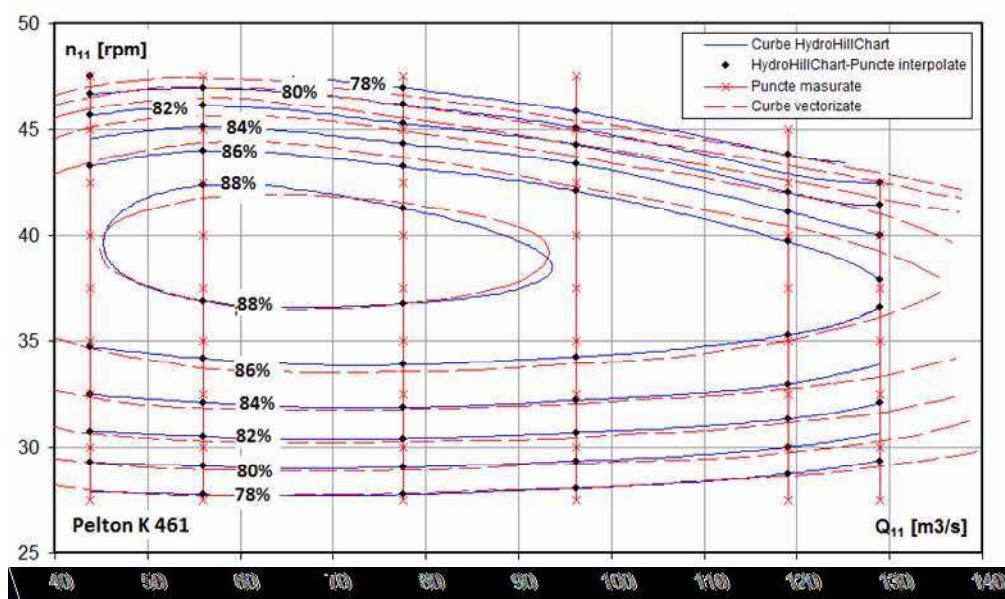


Fig. 5.56 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Pelton K461

5.3.3 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul K560

Datele de intrare pentru rotorul K560 [28] au fost preluate, pag. 98, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 5.57, tabelul 5.3, în vederea recalculării acesteia prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Pelton**. Pentru rotorul K560 în tabelul **Puncte măsurate** au fost preluate din Excel un total de 56 de puncte. Citirile au fost efectuate pentru 7 deschideri constante ale acului injector: S=5, 10, 15, 20, 25, 30, 40 mm.

Curbele primare $\eta = f(n_{11})$, pentru deschiderile acului injector de 5, 15 și 40 mm, obținute pe baza datelor din matricea de puncte inițiale, sunt prezentate în figurile 5.58, 5.59 și 5.60, unde punctele din matricea inițială sunt marcate cu cerculețe, iar figura 5.61 prezintă corelația $S = f(Q_{11})$. Figura 5.62 și figura 5.63 prezintă curbele 2D $\eta = f(n_{11})$ suprapuse respectiv curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru valorile parametrului S.

Domeniul de valori ale randamentului η , pentru rotorul K560, este cuprins între 63 și 87.8 %. Caracteristica universală s-a calculat pentru 56 valori impuse în domeniul $\eta = 65 \div 87.8\%$ cu pas 0.5%. Suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ care se intersectează cu valorile de randament constant este prezentată figura 5.64; în urma acestor intersecții au rezultat punctele de intersecție, curbele 3D de intersecție, figura 5.65 și caracteristica universală, figura 5.66.

Punctele de intersecție cu randamente constante sunt marcate cu triunghiuri și în curbele primare interpolate din figurile 5.58 ÷ 5.60.

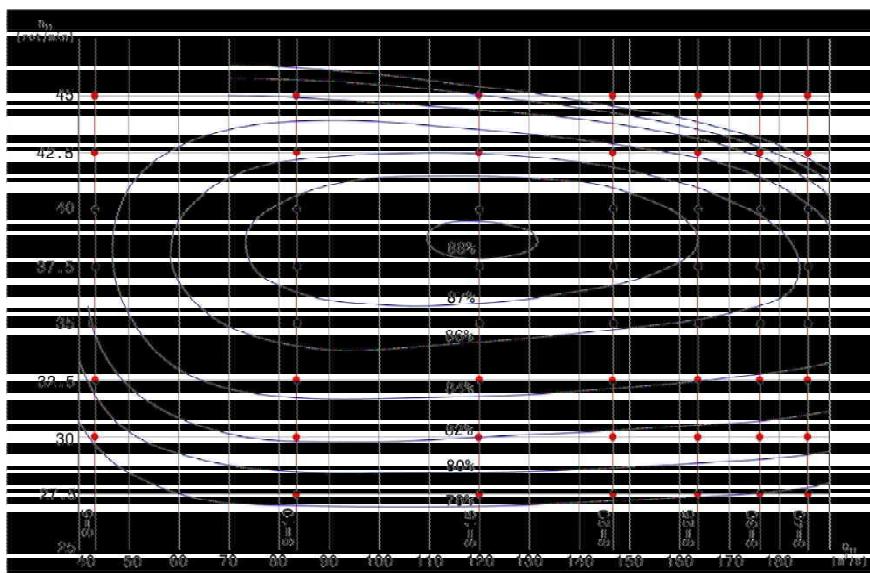


Fig. 5.57 Caracteristica universală a rotorului K560 și matricea de puncte discrete

Datele primare pentru rotorul K560 sunt prezentate în tabelul 5.3.

Tabel 5.3 Datele primare pentru rotorul K560

ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η	ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η
	[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]		[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]
1	5.00	43.00	45	78.00	29	20.00	146.00	35	86.20
2	5.00	43.00	42.5	81.20	30	20.00	146.00	32.5	84.30
3	5.00	43.00	40	82.90	31	20.00	146.00	30	81.70
4	5.00	43.00	37.5	82.80	32	20.00	146.00	27.5	78.60
5	5.00	43.00	35	82.00	33	25.00	164.00	45	72.00
6	5.00	43.00	32.5	80.50	34	25.00	164.00	42.5	83.30
7	5.00	43.00	30	78.30	35	25.00	164.00	40	86.60
8	5.00	43.00	27.5	76.00	36	25.00	164.00	37.5	86.80
9	10.00	83.75	45	82.00	37	25.00	164.00	35	85.90
10	10.00	83.75	42.5	85.70	38	25.00	164.00	32.5	84.00
11	10.00	83.75	40	87.25	39	25.00	164.00	30	81.40
12	10.00	83.75	37.5	87.15	40	25.00	164.00	27.5	78.30
13	10.00	83.75	35	86.30	41	30.00	176.25	45	68.50
14	10.00	83.75	32.5	84.60	42	30.00	176.25	42.5	81.00
15	10.00	83.75	30	82.00	43	30.00	176.25	40	85.80
16	10.00	83.75	27.5	78.70	44	30.00	176.25	37.5	86.30
17	15.00	120.00	45	80.00	45	30.00	176.25	35	85.60
18	15.00	120.00	42.5	86.00	46	30.00	176.25	32.5	83.85
19	15.00	120.00	40	87.80	47	30.00	176.25	30	81.10
20	15.00	120.00	37.5	87.80	48	30.00	176.25	27.5	78.00
21	15.00	120.00	35	86.55	49	40.00	185.00	45	63.00
22	15.00	120.00	32.5	84.60	50	40.00	185.00	42.5	75.00
23	15.00	120.00	30	82.10	51	40.00	185.00	40	84.00
24	15.00	120.00	27.5	78.90	52	40.00	185.00	37.5	85.50
25	20.00	146.00	45	75.80	53	40.00	185.00	35	85.00
26	20.00	146.00	42.5	84.90	54	40.00	185.00	32.5	83.40
27	20.00	146.00	40	87.30	55	40.00	185.00	30	80.60
28	20.00	146.00	37.5	87.30	56	40.00	185.00	27.5	77.50

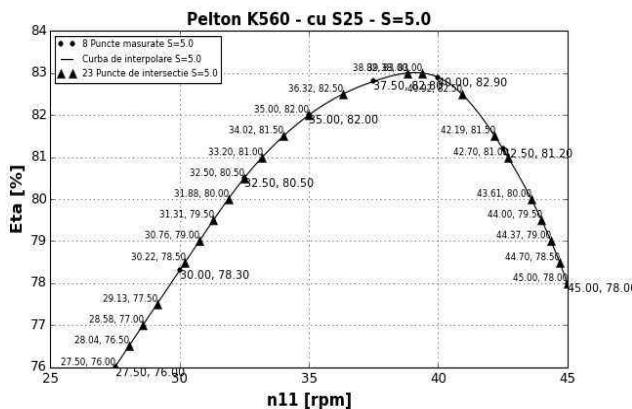


Fig. 5.58 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru

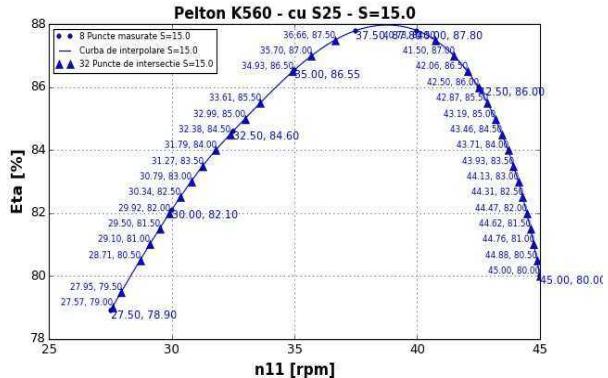


Fig. 5.59 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru S=15 mm - rotorul Pelton K560

S=5 mm - rotorul Pelton K560

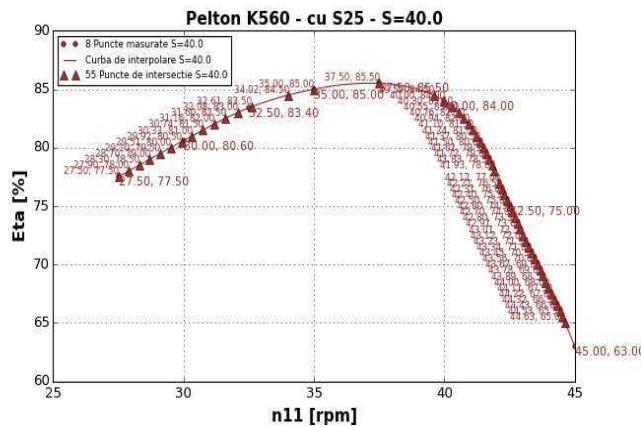


Fig. 5.60 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=40$ mm - rotorul Pelton K560

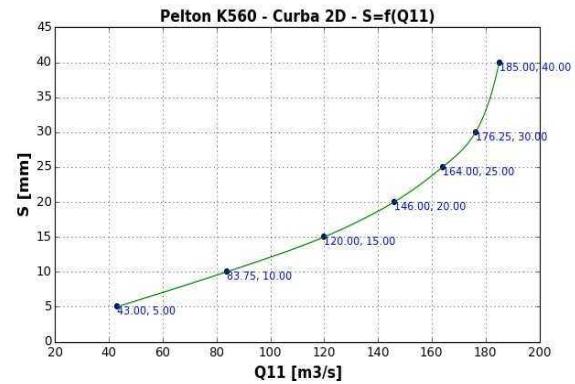


Fig. 5.61 Curba primară $S = f(Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K560

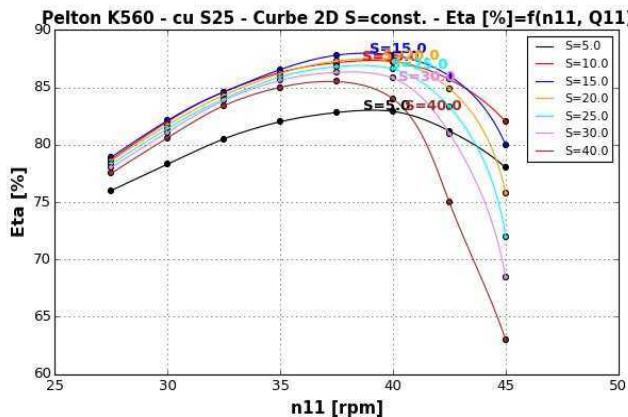


Fig. 5.62 Curve 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S pentru rotorul Pelton K560

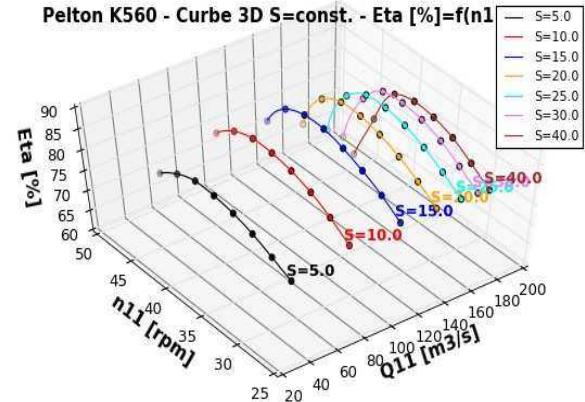


Fig. 5.63 Curve 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K560

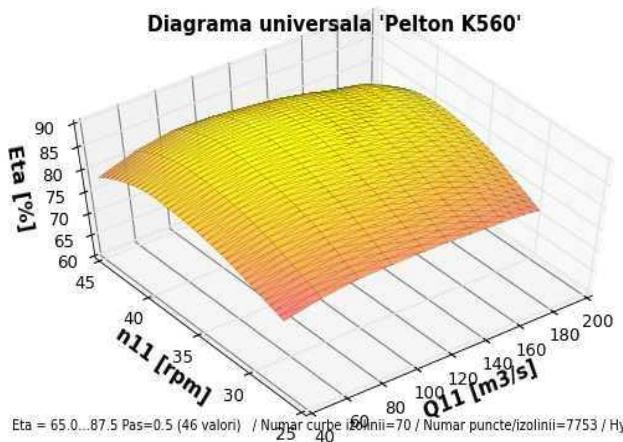


Fig. 5.64 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K560

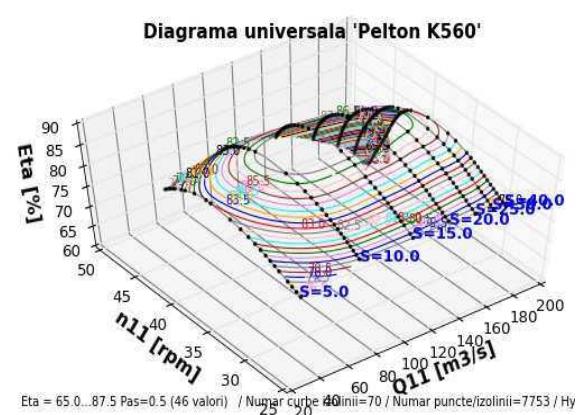


Fig. 5.65 Curbile 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton K560

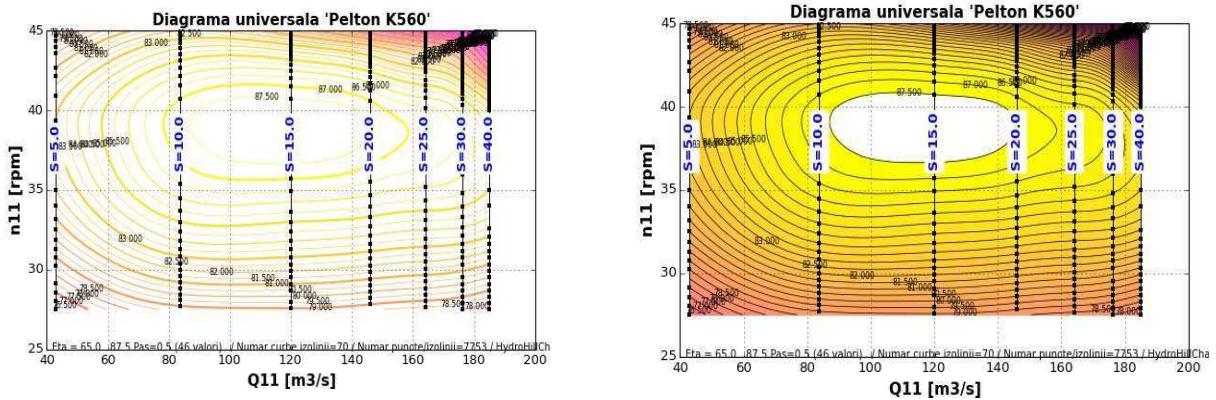


Fig. 5.66 Caracteristica universală pentru rotorul Pelton K560

Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul K560 se pot exporta într-un fișier Excel, în filele Date măsurate, figura 5.67, Intersecții, figura 5.68 respectiv HillChart, figura 5.69.

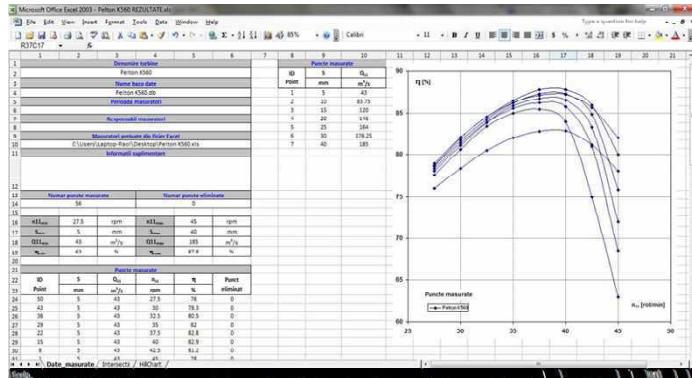


Fig. 5.67 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton K560

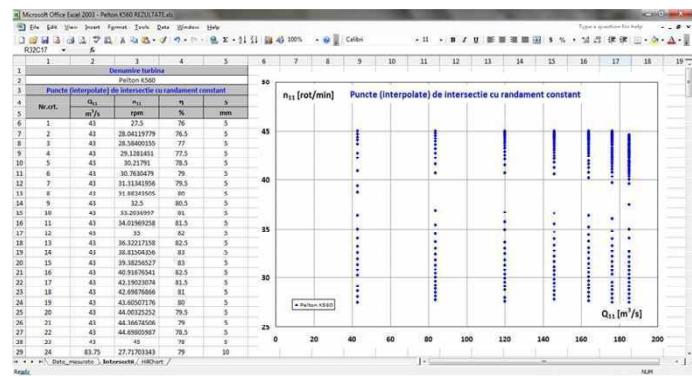


Fig. 5.68 Foaia Intersecții din fișierul Excel- rotor Pelton K560

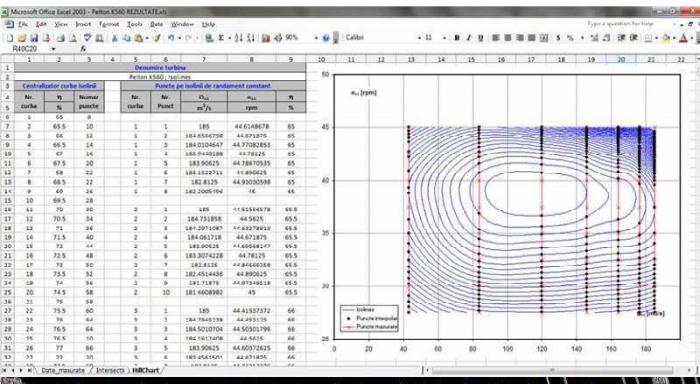


Fig. 5.69 Foaia HillChart din fișierul Excel- rotor Pelton K560

Compararea diagramelor. Comparând diagrama din literatura de specialitate cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicația HydroHillChart se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame [59].

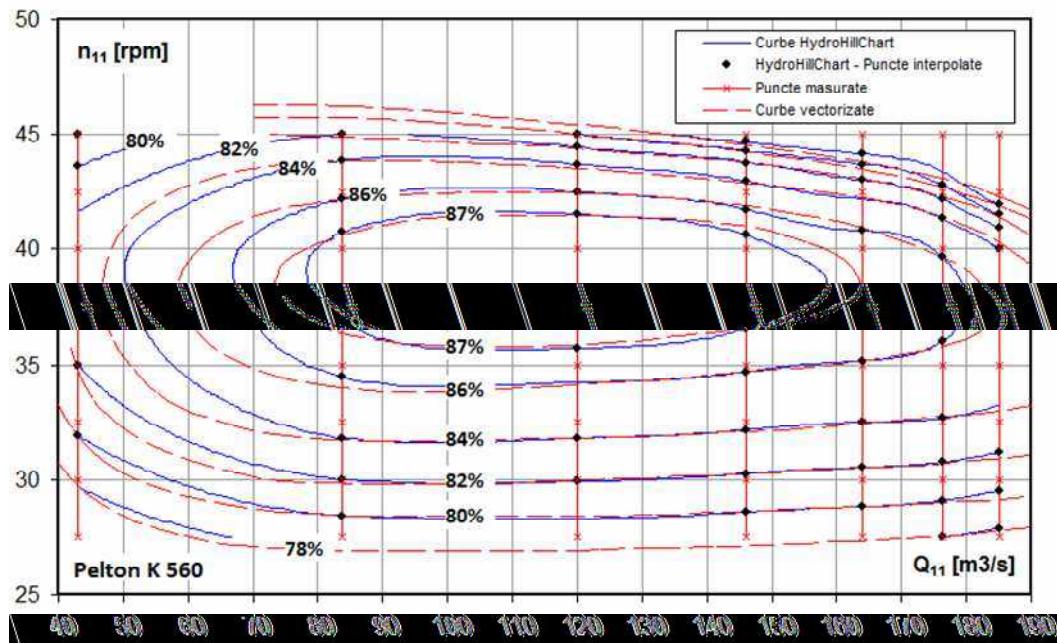


Fig. 5.70 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Pelton K560

5.3.4 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul K600/461

Datele de intrare pentru rotorul K600/461 [39] au fost preluate, pag. 31, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 5.71, tabelul 5.4, în vederea recalculării acesteia prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Pelton**.

Pentru rotorul K660/461 în tabelul **Puncte măsurate** au fost preluate din Excel un total de 51 de puncte. Citirile au fost efectuate pentru 6 deschideri constante ale acului injector: S=7.5, 10, 12.5, 15, 20, 40 mm. Curbele primare $\eta = f(n_{11})$, pentru deschiderile acului injector de 7.5 și 12.5 mm, obținute pe baza datelor din matricea inițială, sunt prezentate în figurile 5.72 și 5.73, unde punctele din matricea inițială sunt marcate cu cerculete. Figura 5.74 și figura 5.75 prezintă curbele 2D $\eta = f(n_{11})$ suprapuse respectiv curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru valorile parametrului S.

Domeniul de valori ale randamentului η , pentru rotorul K600/61, este cuprins între 77.3 și 86.7 %. Caracteristica universală s-a calculat pentru 51 valori impuse în domeniul $\eta = 77.5 \div 86.5\%$ cu pas 0.25%. Suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ care se intersectează cu valorile de randament constant este prezentată figura 5.76; în urma acestor intersecții au rezultat punctele de intersecție, curbele 3D de intersecție, figura 5.77 și caracteristica universală, figura 5.78.

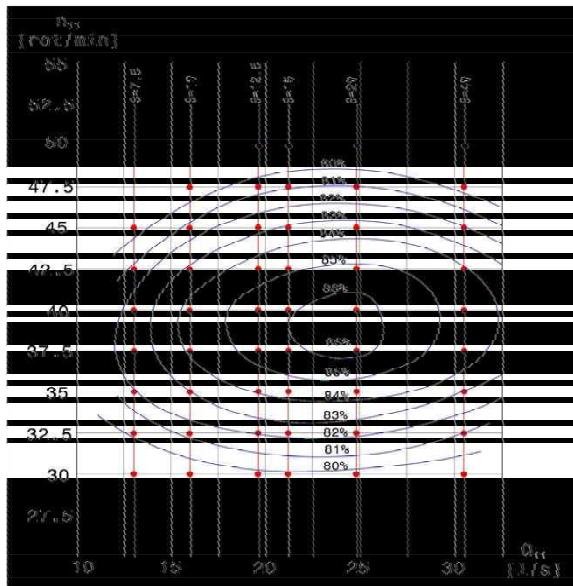


Fig. 5.71 Caracteristica universală a rotorului K600/461 și matricea de puncte discrete

Datele primare pentru rotorul K600/461 sunt prezentate în tabelul 5.4.

Tabel 5.4 Datele primare pentru rotorul K600/461

ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η	ID punct	S	Q ₁₁	n ₁₁	η
	[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]		[mm]	[m ³ /s]	[rot/min]	[%]
1	7.50	13.1250	45	79.40	27	15.00	22.1000	45	83.40
2	7.50	13.1250	42.5	81.10	28	15.00	22.1000	42.5	85.20
3	7.50	13.1250	40	82.30	29	15.00	22.1000	40	86.40
4	7.50	13.1250	37.5	82.50	30	15.00	22.1000	37.5	86.00
5	7.50	13.1250	35	81.80	31	15.00	22.1000	35	84.55
6	7.50	13.1250	32.5	80.00	32	15.00	22.1000	32.5	82.20
7	7.50	13.1250	30	77.65	33	15.00	22.1000	30	79.90
8	10.00	16.5000	47.5	79.10	34	20.00	24.8438	50	78.25
9	10.00	16.5000	45	81.30	35	20.00	24.8438	47.5	80.95
10	10.00	16.5000	42.5	83.20	36	20.00	24.8438	45	83.30
11	10.00	16.5000	40	84.20	37	20.00	24.8438	42.5	85.30
12	10.00	16.5000	37.5	84.10	38	20.00	24.8438	40	86.70
13	10.00	16.5000	35	82.95	39	20.00	24.8438	37.5	86.20
14	10.00	16.5000	32.5	81.10	40	20.00	24.8438	35	84.45
15	10.00	16.5000	30	79.00	41	20.00	24.8438	32.5	82.00
16	12.50	19.6875	50	77.80	42	20.00	24.8438	30	79.70
17	12.50	19.6875	47.5	80.60	43	40.00	30.2500	50	77.30
18	12.50	19.6875	45	82.80	44	40.00	30.2500	47.5	79.50
19	12.50	19.6875	42.5	84.40	45	40.00	30.2500	45	82.00
20	12.50	19.6875	40	85.50	46	40.00	30.2500	42.5	84.10
21	12.50	19.6875	37.5	85.30	47	40.00	30.2500	40	84.70
22	12.50	19.6875	35	84.00	48	40.00	30.2500	37.5	84.20
23	12.50	19.6875	32.5	81.95	49	40.00	30.2500	35	82.60
24	12.50	19.6875	30	79.70	50	40.00	30.2500	32.5	80.80
25	15.00	22.1000	50	78.30	51	40.00	30.2500	30	78.90
26	15.00	22.1000	47.5	81.10					

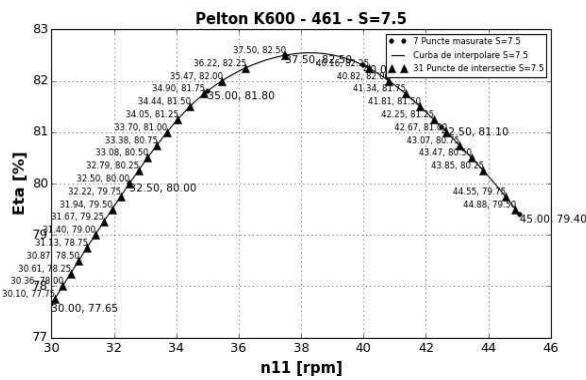


Fig. 5.72 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=7.5 \text{ mm}$ - rotorul Pelton K600/461

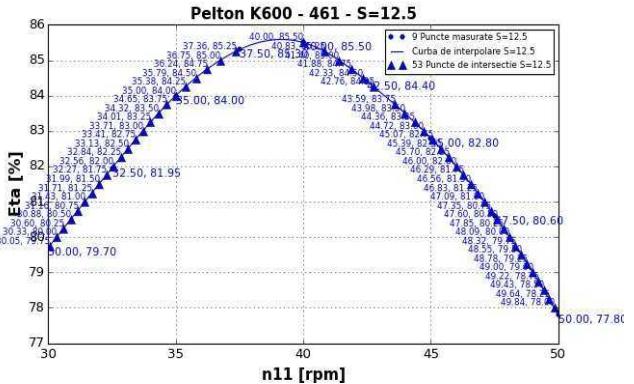


Fig. 5.73 Curba primară $\eta = f(n_{11})$ pentru $S=12.5 \text{ mm}$ - rotorul Pelton K600/461

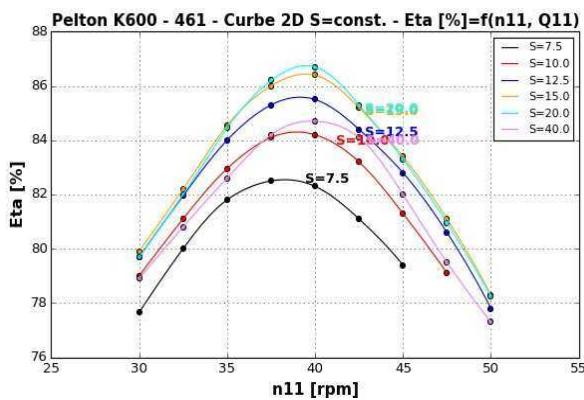


Fig. 5.74 Curge 2D $\eta = f(n_{11})$ la parametrul S pentru rotorul Pelton K600/461

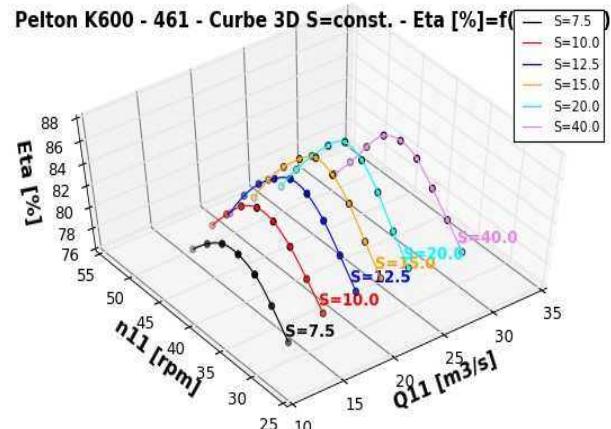


Fig. 5.75 Curge 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K600/461

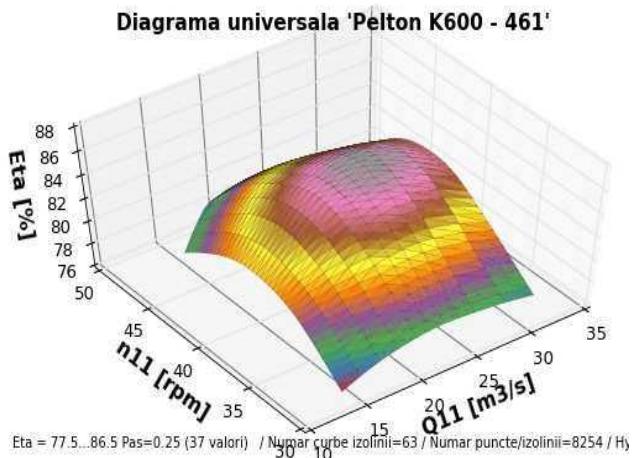


Fig. 5.76 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru rotorul Pelton K600/461

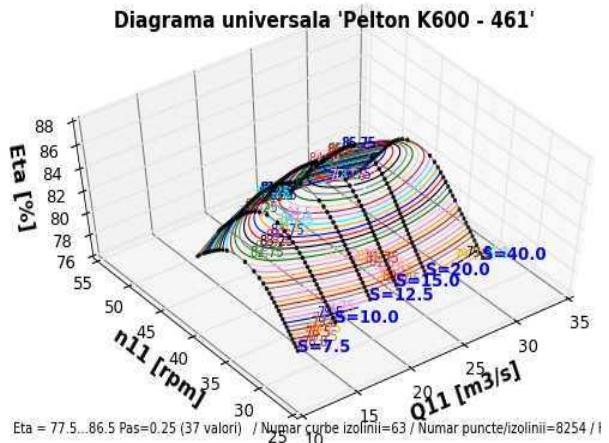


Fig. 5.77 Curgele 3D de intersecție cu randamente constante - rotorul Pelton K600/461

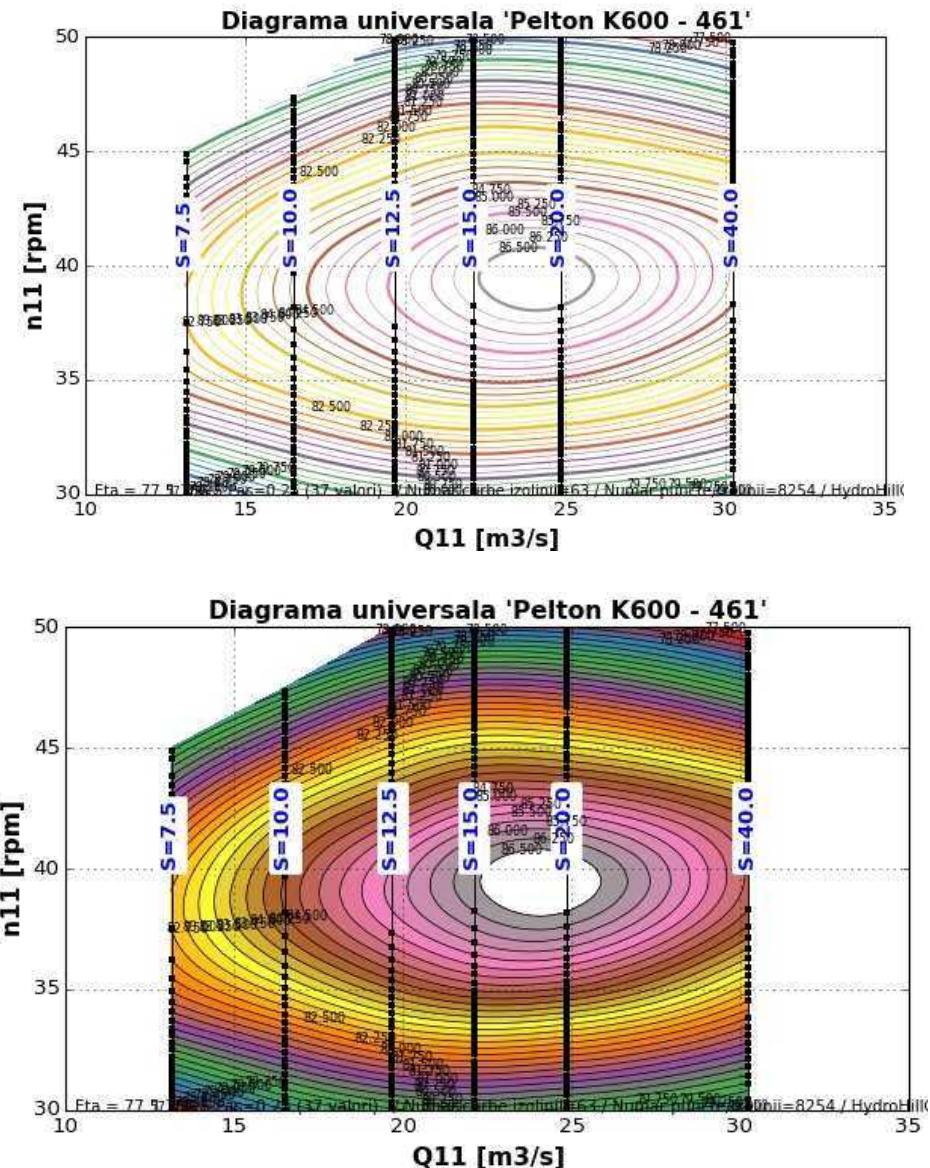


Fig. 5.78 Caracteristica universală pentru rotorul Pelton K600/461

Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul K600/461 se pot exporta într-un fișier Excel, în filele **Date măsurate**, figura 5.79, **Intersecții**, figura 5.80 respectiv **HillChart**, figura 5.81.

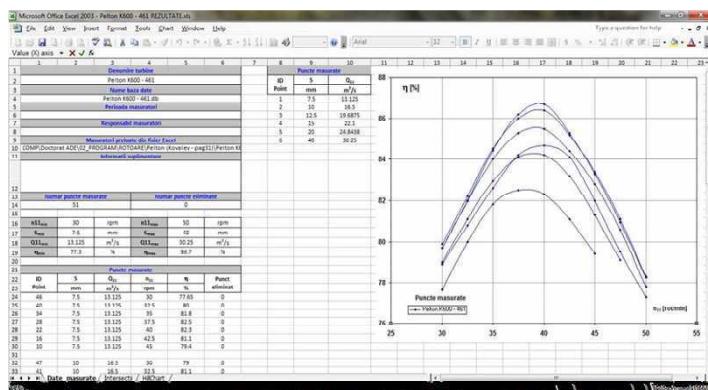


Fig. 5.79 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Pelton K600/461

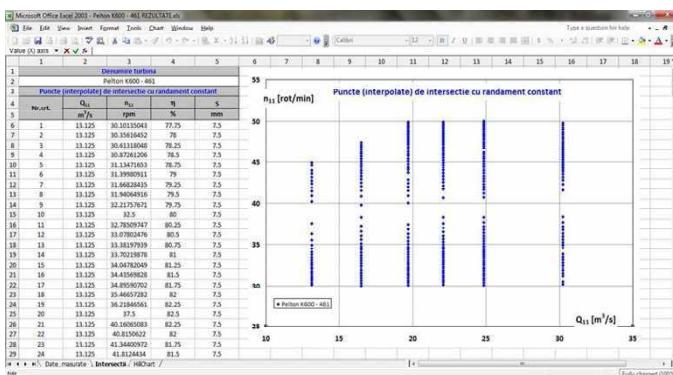


Fig. 5.80 Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Pelton K600/461

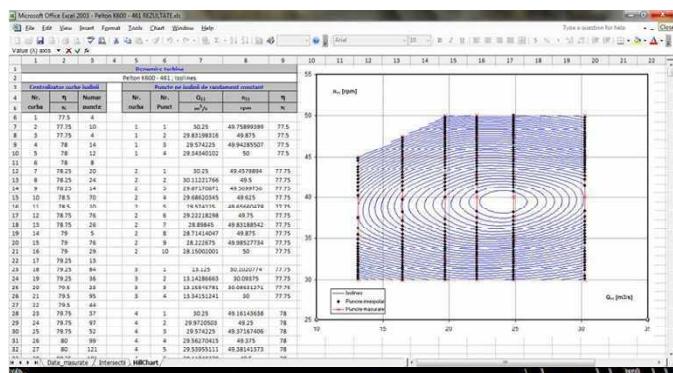


Fig. 5.81 Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Pelton K600/461

Compararea diagramelor. Comparând diagrama din literatura de specialitate cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicația HydroHillChart se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame [59].

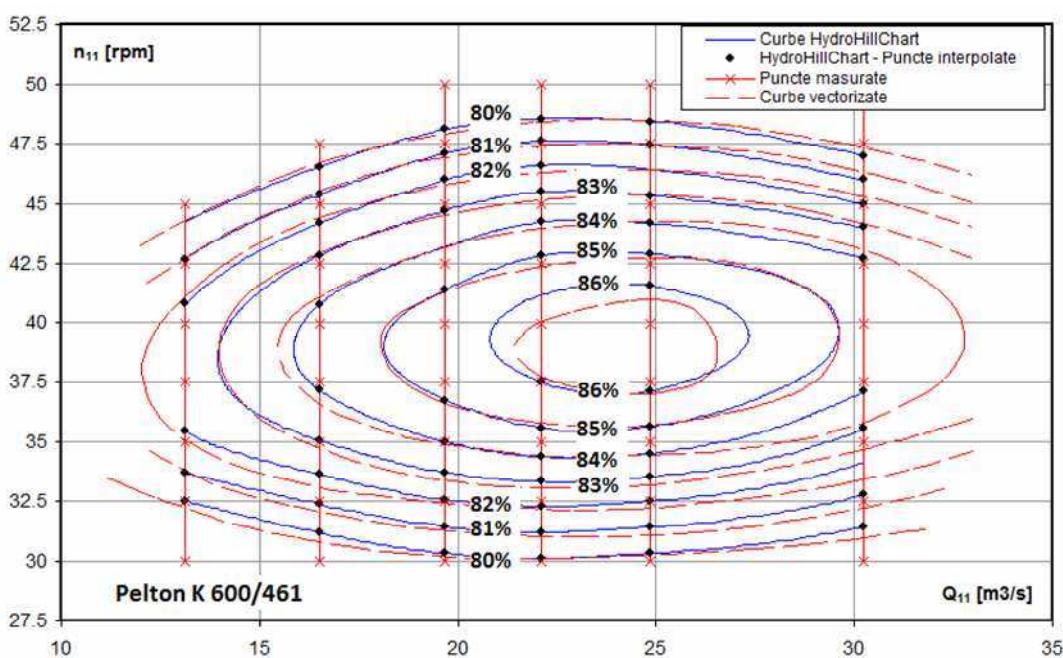


Fig. 5.82 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Pelton K600/461

5.4 Concluzii

În acest capitol este prezentată aplicația **HydroHillChart - Modulul Pelton**, o aplicație complexă care permite calculul caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Pelton. Aplicația a fost creată utilizând limbajul de programare Python, iar funcțiile de interpolare utilizate sunt funcțiile de tip spline cubic.

Plecând de la datele măsurate pe model, aplicația generează caracteristica universală pentru modele de turbine Pelton, oferind instrumentele necesare utilizării acesteia în proiectarea turbinelor de tip Pelton: vizualizarea grafică a dependențelor funcționale, intersecții în caracteristica universală, generarea de rezultate numerice și exportul acestora în programe uzuale: Excel, Word, PDF. Utilizând aplicația **HydroHillChart - Modulul Pelton** au fost traseate caracteristicile universale pentru patru modele de rotoare Pelton. Datele de intrare necesare aplicației au fost preluate din literatura de specialitate ca puncte discrete din caracteristica existentă. Caracteristica universală existentă a fost comparată cu cea calculată de aplicația **HydroHillChart**, rezultând o asemănare aproximativ identică. De asemenea, aplicația permite vizualizarea independentă a curbelor de interpolare $\eta = f(n_{11})$ pentru fiecare deschidere a acului injector, a diagramei ce conține curbele de interpolare la toate deschiderile acului injector, a curbei înfășurătoare a randamentelor maxime, a curbelor $\eta = f(S)$ și $\eta = f(Q_{11})$, dar și a punctelor de intersecție obținute pentru o valoare constantă a turației dublu unitare.

Cap. 6 CALCUL DIAGRAMĂ UNIVERSALĂ PENTRU TURBINELE DE TIP FRANCIS

6.1 Generalități

În acest capitol este prezentată aplicația **HydroHillChart – Modulul Francis**, destinată calculului caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Francis, prin prelucrarea datelor măsurate pe stand [30], [70], [55], [53]. După descrierea interfeței și a meniului, se prezintă grafic măsurătorile primare și se calculează caracteristica universală pentru variantele de măsurare $a_0=\text{const.}$ și $n_{11}=\text{const.}$. În final, cele două caracteristici calculate se compară prin suprapunerea grafică a isoliniilor [23].

Proiectarea turbinelor industriale de tip Francis se bazează pe caracteristici universale obținute prin măsurători de modele. Prelucrarea măsurătorilor primare, în vederea obținerii caracteristicii universale, se poate face grafic manual sau cu programe generale de grafică respectiv programe CAD; aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis** este un instrument informatic specializat în obținerea caracteristicii universale, utilizând funcțiile spline cubice de interpolare [30], [70], [55], [53]. Astfel, pe baza măsurătorilor efectuate pe mai multe modele de turbine Francis se poate constitui o bibliotecă computerizată utilizabilă la proiectarea turbinelor industriale de tip Francis. De asemenea, sunt prezentate caracteristicile universale calculate prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis** pentru o serie de rotoare Francis [23].

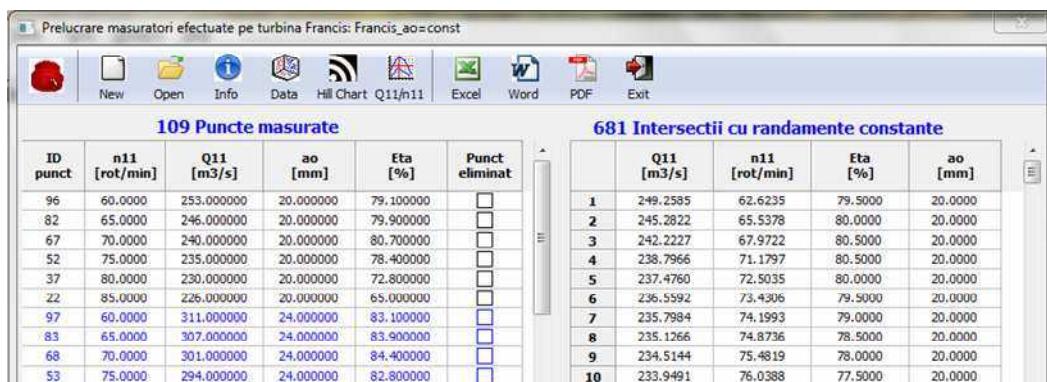
6.2 Modulul Francis. Prezentare generală.

Caracteristica universală exprimă grafic dependența funcțională a parametrilor turbinei Francis (n_{11} , Q_{11} , a_0 , η) și este instrumentul pe baza căruia se proiectează turbina industrială. Această dependență rezultă în urma unor ample cercetări experimentale derulate pe modele de turbine Francis, care conduc la o bibliotecă de caracteristici optimizate pentru un domeniu de debite și căderi specific acestor tipuri de turbine. Încercările pe modele au un caracter complex, fiind efectuate în mai multe regimuri de funcționare, precizii ridicate de măsură și costuri reduse comparativ cu cele pe realizate pe prototipul turbinei industriale. La punerea în funcțiune a turbinei industriale se pot efectua încercări în centrală, însă receptia acestora se face uzual prin încercări pe model pentru verificarea parametrilor garanțiați.

Aplicația **HydroHillChart [cch]**, este o aplicație complexă dedicată calculării și reprezentării grafice a caracteristicii universale pentru turbine de tip Pelton [52], [31], Francis sau

Kaplan. Aplicația a fost dezvoltată în limbajul de programare Python, instrumentul matematic utilizat pentru interpolare fiind funcțiile de tip spline cubic [23], [30], [70], [55], [53].

Opțiunea **Turbina Francis** din meniu principal afișează o fereastră cu interfață specifică modului Francis, figura 6.1, compusă din: bara de instrumente, tabelul datelor măsurate denumit **Puncte măsurate** (în care sunt încărcate datele măsurate pentru un model de rotor) și tabelul denumit **Puncte de intersecție cu randament constant** (în care aplicația depune valorile rezultate în urma intersecțiilor curbelor primare cu randament constant).



The screenshot shows a software window titled "Prelucrare măsuratori efectuate pe turbină Francis: Francis_ao=const". The menu bar includes New, Open, Info, Data, Hill Chart, Q11/n11, Excel, Word, PDF, and Exit. Below the menu is a toolbar with icons for each function. Two tables are displayed side-by-side.

ID punct	n ₁₁ [rot/min]	Q ₁₁ [m ³ /s]	a _o [mm]	Eta [%]	Punct eliminat
96	60.0000	253.000000	20.000000	79.100000	<input type="checkbox"/>
82	65.0000	246.000000	20.000000	79.900000	<input type="checkbox"/>
67	70.0000	240.000000	20.000000	80.700000	<input type="checkbox"/>
52	75.0000	235.000000	20.000000	78.400000	<input type="checkbox"/>
37	80.0000	230.000000	20.000000	72.800000	<input type="checkbox"/>
22	85.0000	226.000000	20.000000	65.000000	<input type="checkbox"/>
97	60.0000	311.000000	24.000000	83.100000	<input checked="" type="checkbox"/>
83	65.0000	307.000000	24.000000	83.900000	<input checked="" type="checkbox"/>
68	70.0000	301.000000	24.000000	84.400000	<input checked="" type="checkbox"/>
53	75.0000	294.000000	24.000000	82.800000	<input checked="" type="checkbox"/>

	Q ₁₁ [m ³ /s]	n ₁₁ [rot/min]	Eta [%]	a _o [mm]
1	249.2585	62.6235	79.5000	20.0000
2	245.2822	65.5378	80.0000	20.0000
3	242.2227	67.9722	80.5000	20.0000
4	238.7966	71.1797	80.5000	20.0000
5	237.4760	72.5035	80.0000	20.0000
6	236.5592	73.4306	79.5000	20.0000
7	235.7984	74.1993	79.0000	20.0000
8	235.1266	74.8736	78.5000	20.0000
9	234.5144	75.4819	78.0000	20.0000
10	233.9491	76.0388	77.5000	20.0000

Fig. 6.1 Interfața modului Francis

Datele de intrare sunt preluate din Excel și depuse în tabelul **Puncte măsurate**, prin completarea următoarelor câmpuri:

- **ID punct** - reprezintă numărul curent al punctului din matricea de puncte inițiale;
- **n₁₁ [rot/min]** - reprezintă turația unitară;
- **Q₁₁ [m³/s]** - reprezintă debitul unitar;
- **a_o [mm]** - reprezintă deschiderea aparatului director;
- **η [%]** - reprezintă randamentul;
- **Punct eliminat** - permite eliminarea unui punct din matricea inițială, prin bifarea unui control de tip **Check Box**.

Pentru că prin măsurători nu poate fi explorat întreg domeniul de funcționare, măsurătorile se fac punctual la un parametru constant și din interpolarea curbelor parametrice rezultă caracteristica universală a modelului . Pentru un model de turbină Francis, măsurătorile pot fi efectuate pentru parametrul deschidere aparat director a_o=const. sau pentru parametrul turație unitară n₁₁=const. În consecință, la citirea datelor de intrare modulul Francis trebuie informat de către utilizator despre varianta de măsurare (a_o=const. sau n₁₁=const), prin specificarea opțiunii la crearea unei noi baze de date. Deși câmpurile datelor de intrare sunt identice, indiferent de varianta de măsurare, reprezentările grafice și modul de calcul diferă pentru cele 2 variante. De asemenea și curbele generate diferă, însă - dacă interpolările sunt suficient de precise - ceea ce ar trebui să coincidă este

caracteristica universală [30], [70], [55], [53]. Astfel, pentru un set de date unde punctele inițiale (n_{11} , Q_{11} , a_o , η) se află la intersecția unui sir de valori $a_o=\text{const.}$ cu un sir de valori $n_{11}=\text{const.}$, caracteristica universală rezultată din datele primare considerate ca fiind măsurate la $a_o=\text{const.}$ trebuie să se suprapună cu cea rezultată din datele primare considerate ca fiind măsurate la $n_{11}=\text{const.}$

6.2.1 Bara de instrumente a modului Francis

Bara de instrumente pentru modulul Francis este situată în partea superioară a ferestrei și include butoane de comandă marcate cu icoane specifice, **figura 6.1**, la fel ca și cea pentru modulul Pelton, prezentată în capitolul 5. În cadrul modulului Francis, bara de instrumente este prevăzută cu butoane suplimentare care îndeplinesc următoarele funcții:



- icoana informativă pentru rotorul de tip Francis, fără o funcție asociată;
- impunerea unui parametru (turație dublu unitară n_{11} sau deschidere aparat director a_o) și intersecția caracteristicii $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ cu acest parametru, respectiv impunerea unei turații unitare n_{11} și a unui debit unitar Q_{11} , urmat de intersecția caracteristicii $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru a calcula randamentul în punctul (Q_{11}, n_{11}) ;



Q_{11}/n_{11}

6.2.2 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare

Butonul **DATA** oferă posibilitatea de a vizualiza datele de intrare sub formă grafică [35], [60], [63], [19], [26], conform **tabelului 6.1**:

Tabel 6.1 Vizualizarea datelor de intrare sub formă grafică

Varianta de măsurare $a_o=\text{const.}$	Figura	Varianta de măsurare $n_{11}=\text{const.}$	Figura
Suprafață 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	6.2	Suprafață 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	6.10
Suprafață 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$	6.3	Suprafață 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$	6.11
Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	6.4	Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$	6.12
Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$	6.5	Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$	6.13
Curbe 2D suprapuse $\eta = f(n_{11})$	6.6	Curbe 2D suprapuse $\eta = f(Q_{11})$	6.14
Curbe 2D suprapuse $Q_{11} = f(n_{11})$	6.7	Curbe 2D suprapuse $a_o = f(Q_{11})$	6.15
Curbe 2D parametrice $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$	6.8 6.9	Curbe 2D parametrice $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$	6.16 6.17

Figurile 6.8 și 6.16 sunt identice cu figurile 6.9 respectiv 6.17, cu diferența că pe primele figuri sunt reprezentate numai punctele din matricea de puncte inițială, iar pe ultimele sunt reprezentate și punctele interpolate rezultate din intersecția curbelor primare cu valorile constante ale randamentului, puncte de intersecție utilizate la calculul caracteristicii universale.

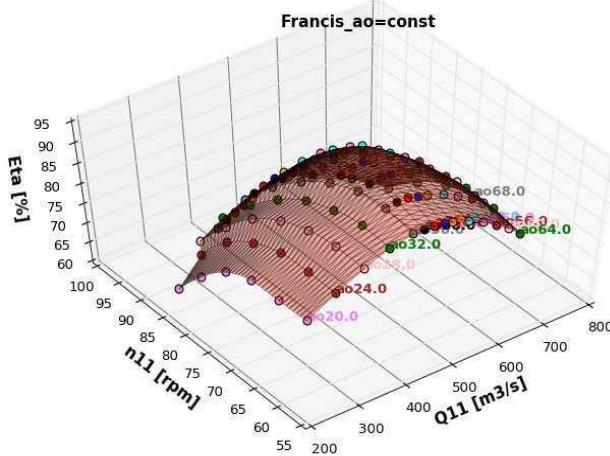


Fig. 6.2 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $a_o=const.$

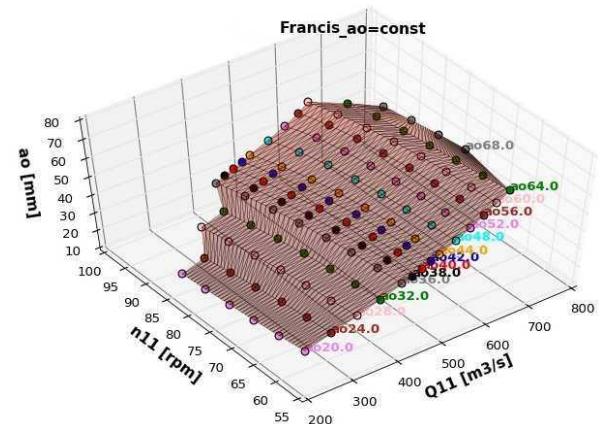


Fig. 6.3 Suprafața 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$
la $a_o=const.$

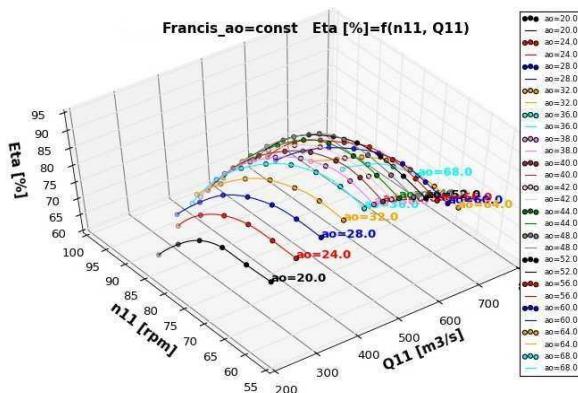


Fig. 6.4 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $a_o=const.$

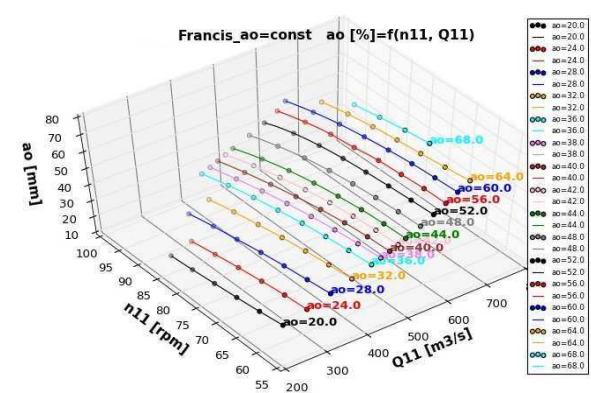


Fig. 6.5 Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$
la $a_o=const.$

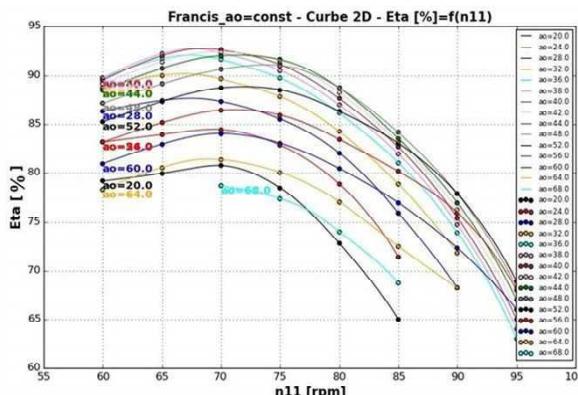


Fig. 6.6 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$
la $a_o=const.$

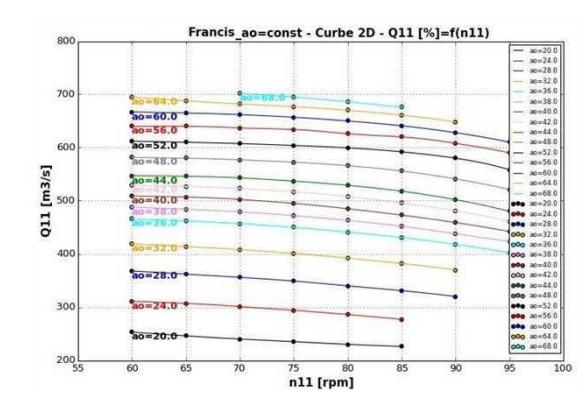


Fig. 6.7 Curbe 2D $Q_{11} = f(n_{11})$
la $a_o=const.$

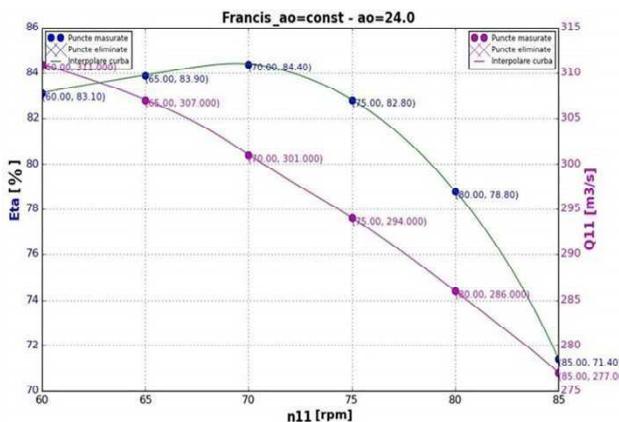


Fig. 6.8 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$
la $a_o=24$

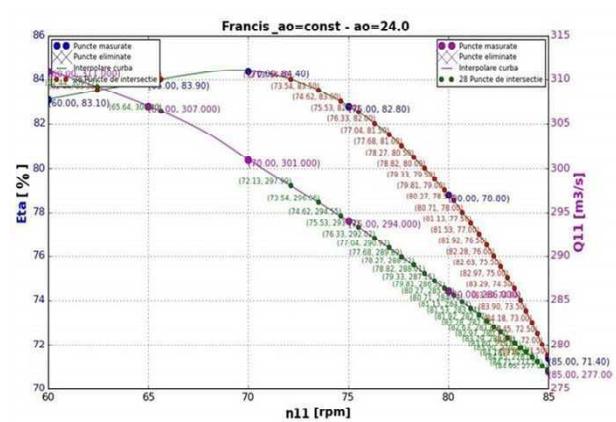


Fig. 6.9 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$
cu puncte $\eta=const.$

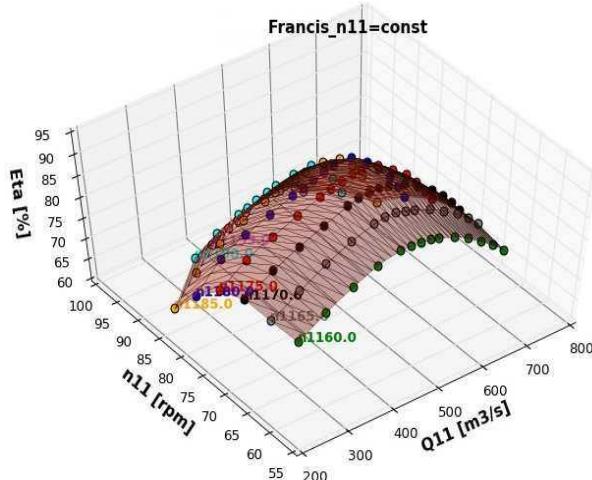


Fig. 6.10 Suprafață 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $n_{11}=const.$

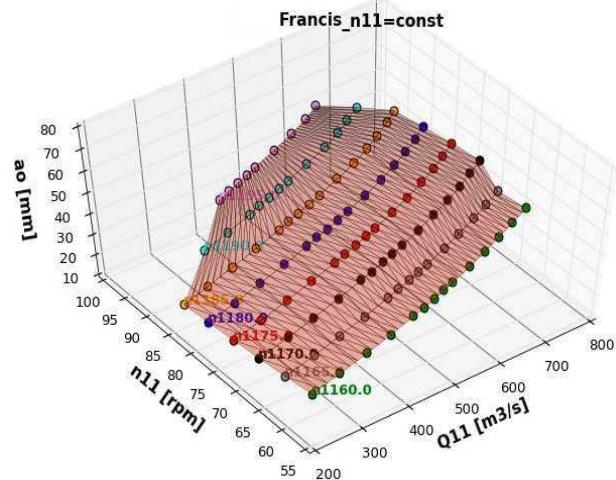


Fig. 6.11 Suprafață 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$
la $n_{11}=const.$

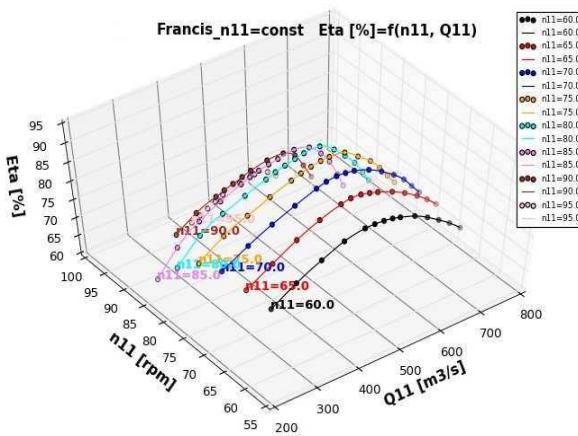


Fig. 6.12 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $n_{11}=const.$

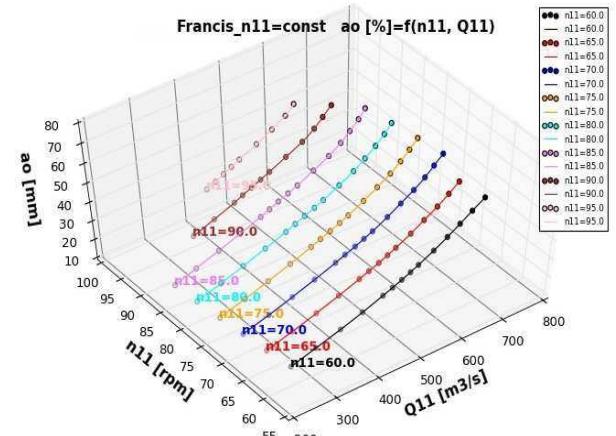


Fig. 6.13 Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$
la $n_{11}=const.$

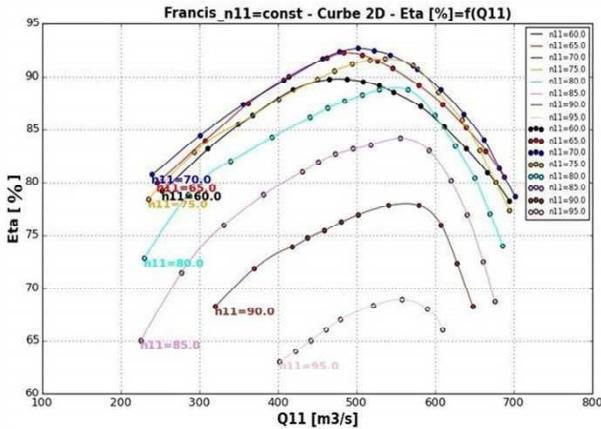


Fig. 6.14 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$
la $n_{11}=\text{const.}$

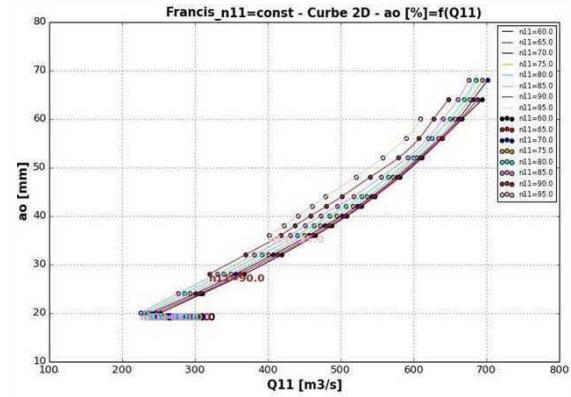


Fig. 6.15 Curbe 2D $a_0 = f(Q_{11})$
la $n_{11}=\text{const.}$

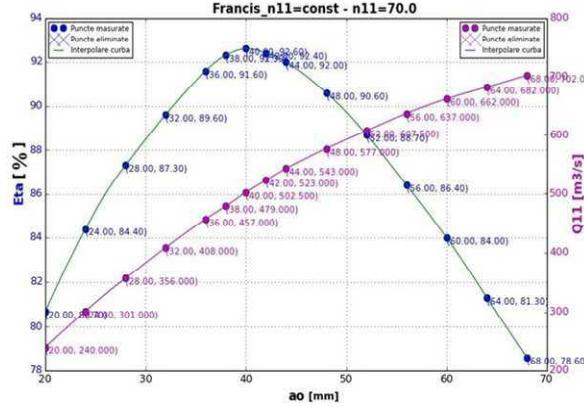


Fig. 6.16 Curbe 2D $\eta = f(a_0)$ și $Q_{11} = f(a_0)$
la $n_{11}=70$

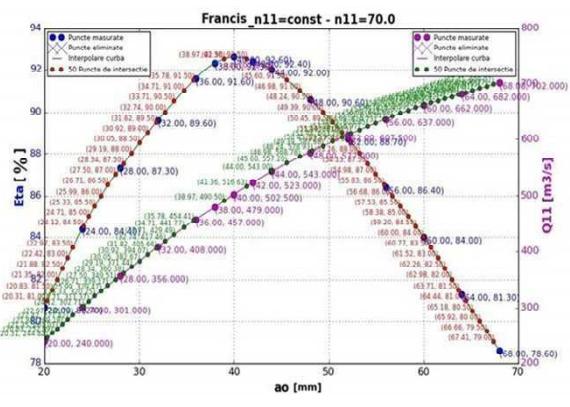


Fig. 6.17 Curbe 2D $\eta = f(a_0)$ și $Q_{11} = f(a_0)$
cu puncte $\eta=\text{const.}$

6.2.3 Calcularea și trasarea caracteristicii universale pentru rotoare Francis

Butonul **Hill Chart** permite specificarea randamentelor pentru care se dorește trasarea caracteristicii universale și calcularea respectiv trasarea grafică a acesteia. Prin accesarea acestui buton se va deschide o fereastră care oferă informații despre randamentele minime și maxime din baza de date curentă și permite impunerea randamentului minim și maxim, precum și pasul pentru care se va calcula și trasa caracteristica universală. Tot în această fereastră, în câmpul **Valori particolare**, se pot specifica valori particulare ale randamentelor de intersecție și se poate selecta schema de culori pentru afișarea caracteristicii. Trasarea diagramei universale se realizează în mai multe etape. În prima etapă, curbele primare parametrice măsurate se intersectează cu valorile de randament impuse. Aceste puncte se depun în tabelul **Puncte de intersecție cu randament constant**. În a doua etapă suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ se intersectează cu valorile de randament constant [35], [60], [63], [19], [26].

Pentru un set de date de intrare considerate ca fiind măsurate la $a_o=const.$, **figura 6.18** prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, **figura 6.19** prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante [35], [60], [63], [19], [26], iar **figura 6.20** caracteristica universală .

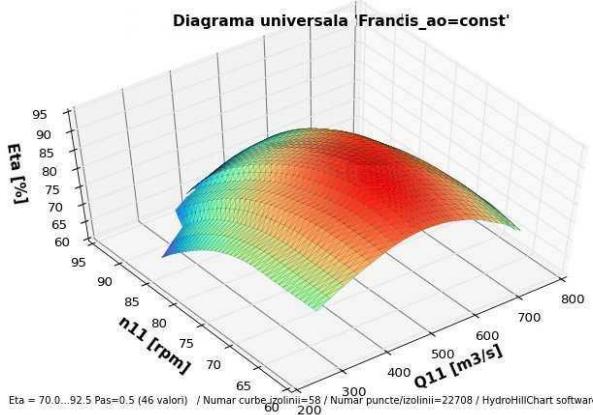


Fig. 6.18 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=const.$

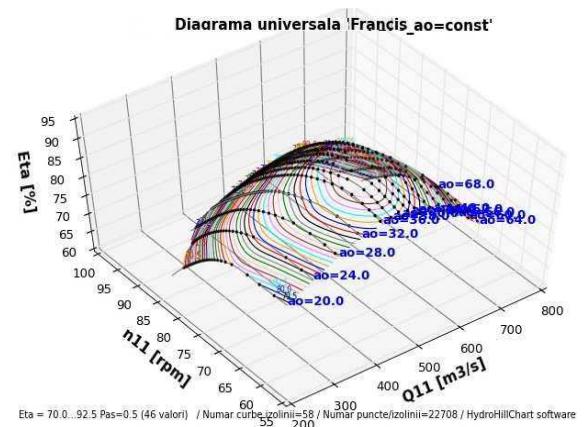


Fig. 6.19 Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $a_o=const.$

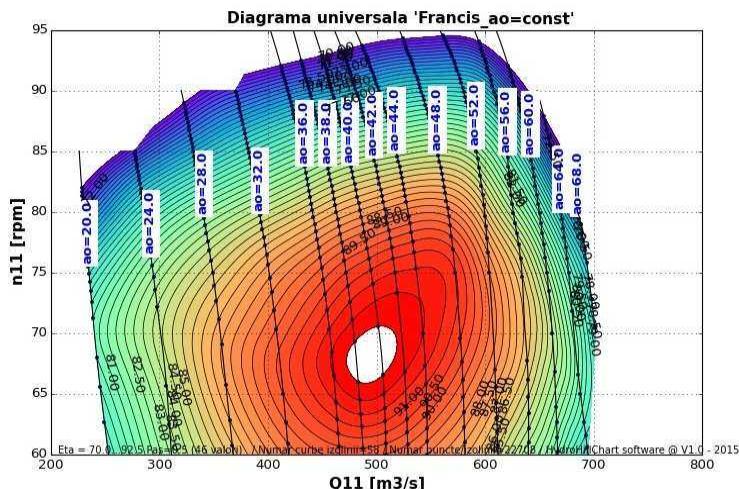
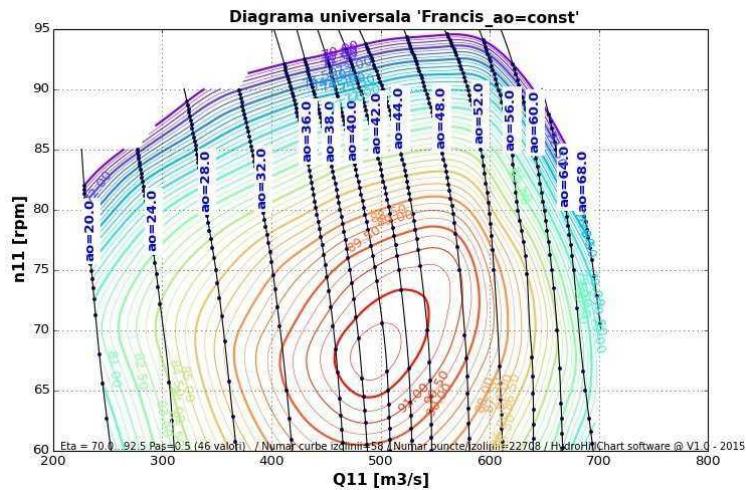


Fig. 6.20 Caracteristica universală pentru rotorul Francis la $a_o=const.$

Pentru același set de date de intrare considerate ca fiind măsurate la $n_{11}=\text{const.}$, figura 6.21 prezintă suprafață 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 6.22 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante [35], [60], [63], [19], [26], iar figura 6.23 caracteristica universală.

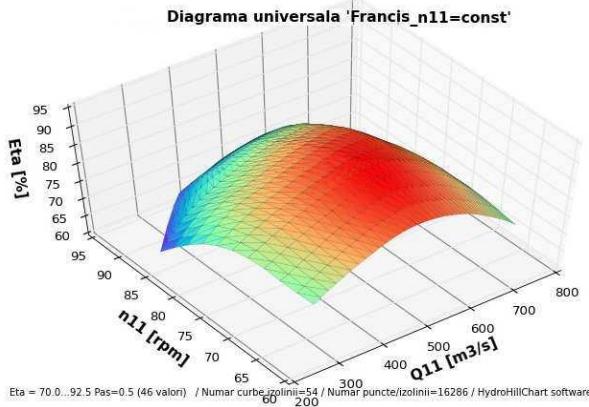


Fig. 6.21 Suprafață 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $n_{11}=\text{const.}$

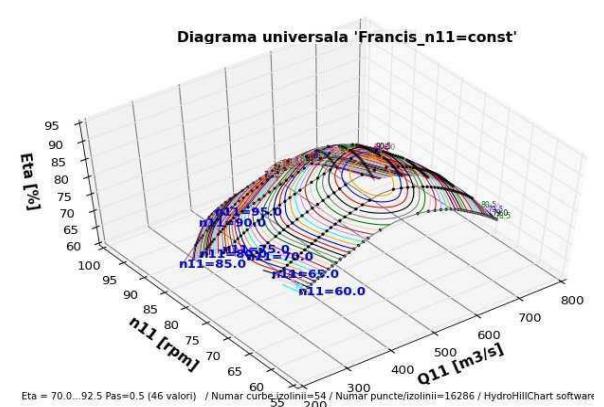


Fig. 6.22 Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $n_{11}=\text{const.}$

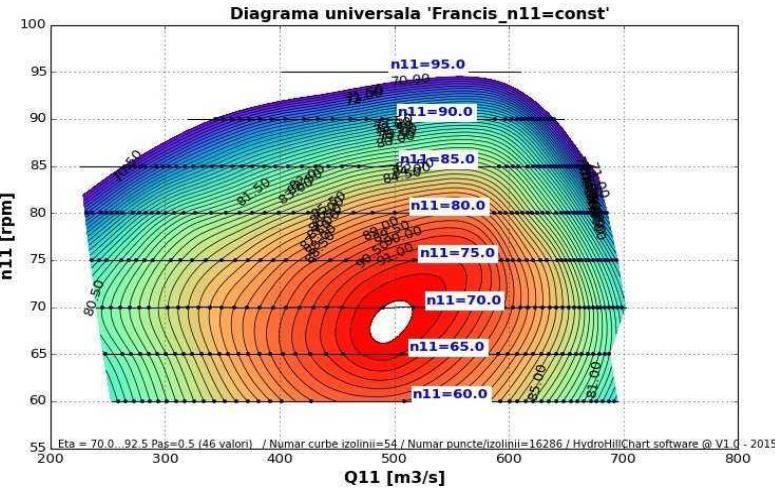
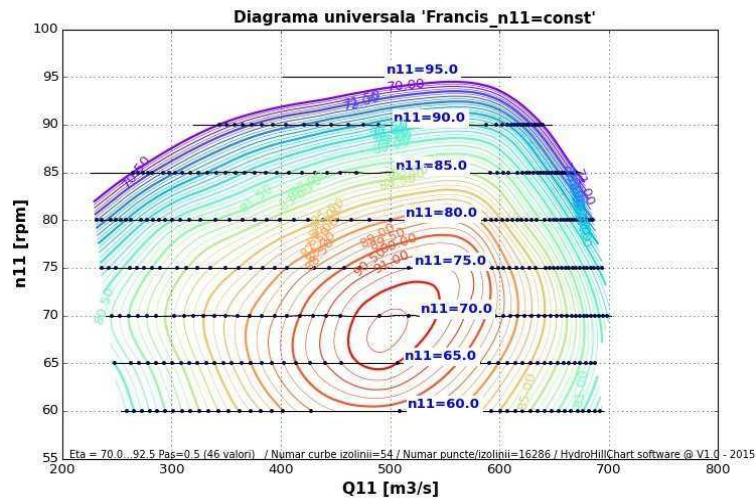


Fig. 6.23 Caracteristica universală pentru rotorul Francis la $n_{11}=\text{const.}$

6.2.4 Comparație caracteristici universale

Figura 6.24 prezintă setul puncte discrete (Q_{11}, n_{11}) cu valori asociate (a_o, η) , utilizate ca date de intrare în variantele de măsurare $a_o=\text{const}$ respectiv $n_{11}=\text{const.}$, pentru calculul celor două caracteristici universale, din figurile 6.20 și 6.23. Curbele $a_o=\text{const.}$ și punctele asociate acestora sunt trase pe figura 6.24. Pentru varianta $n_{11}=\text{const.}$, punctele utilizate ca date de intrare sunt cele care corespund domeniului de turații $60 \div 95$, cu pas de 5.

Comparația acestor caracteristici este prezentată în figura 6.25, unde liniile continue reprezintă isoliniile caracteristicii calculate în varianta de măsurare $a_o=\text{const.}$, iar cele cu linie întreruptă reprezintă isoliniile caracteristicii calculate în varianta de măsurare $n_{11}=\text{const.}$. După cum se observă din figură, diferența isoliniilor este nesemnificativă, ceea ce validează modul de calcul (interpolarea) utilizat la calculul caracteristicii universale în aplicația **HyroHillChart**.

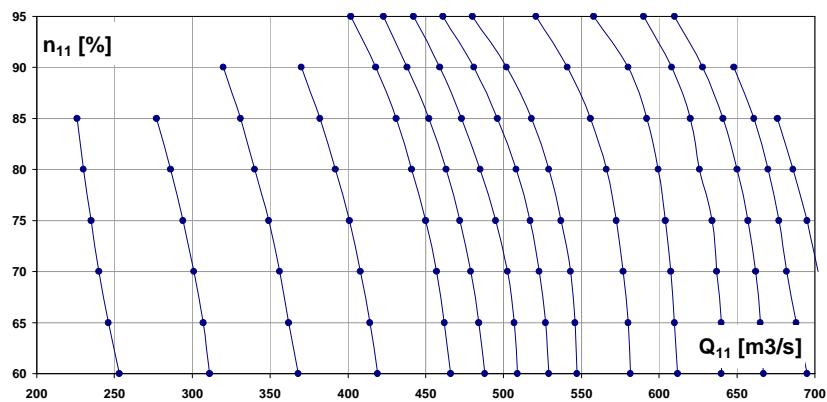


Fig. 6.24 Puncte discrete utilizate ca date de intrare

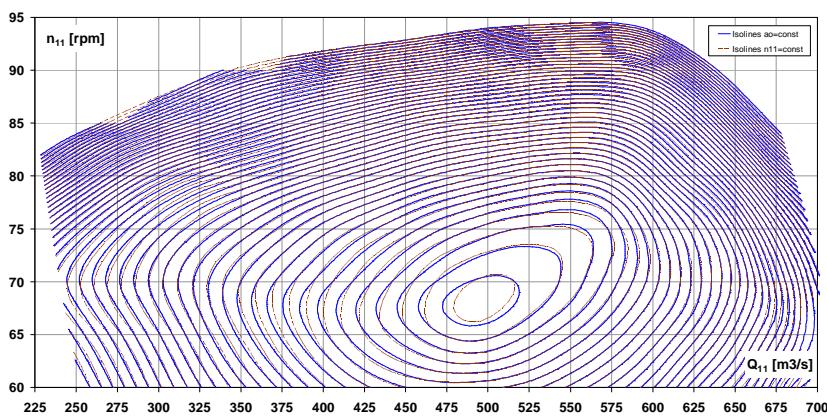


Fig. 6.25 Comparație caracteristici universale la $a_o/n_{11}=\text{const.}$

6.2.5 Exportul datelor în Excel

Butonul **Excel** permite exportul datelor într-un fișier Excel, care cuprinde atât punctele matricea de puncte inițiale, cât și rezultatele numerice respectiv grafice ale prelucrărilor care s-au efectuat asupra acestor date. În fișierul de tip Excel se vor genera: o foaie denumită **Date măsurate**,

figura 6.26, în care sunt salvate informațiile despre rotorul ales, numărul de puncte din matricea de puncte inițiale, numărul de puncte eliminate, precum și un tabel cu datele din matrice de puncte inițiale, o foaie denumită **Intersecții**, figura 6.27, în care este salvat tabelul cu punctele calculate de intersecție cu randament constant și o foaie denumită **HillChart**, figura 6.28, în care este salvat un tabel care conține coordonatele izolinilor de randament constant. Toate aceste date sunt exprimate și sub formă de grafice.

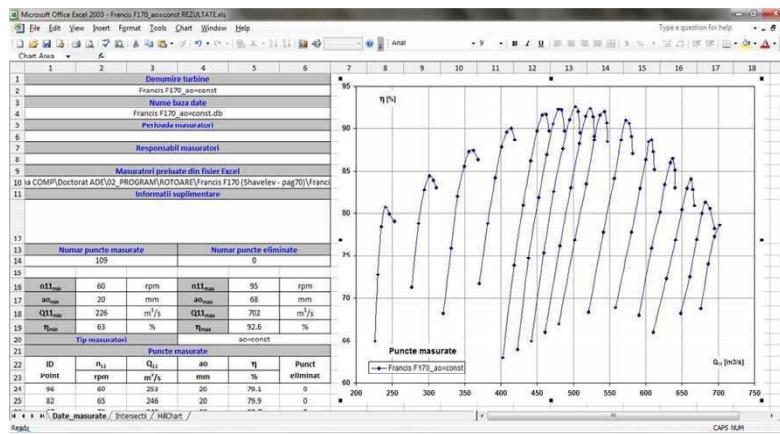


Fig. 6.26 *Foaia Date măsurate*
din fișierul Excel

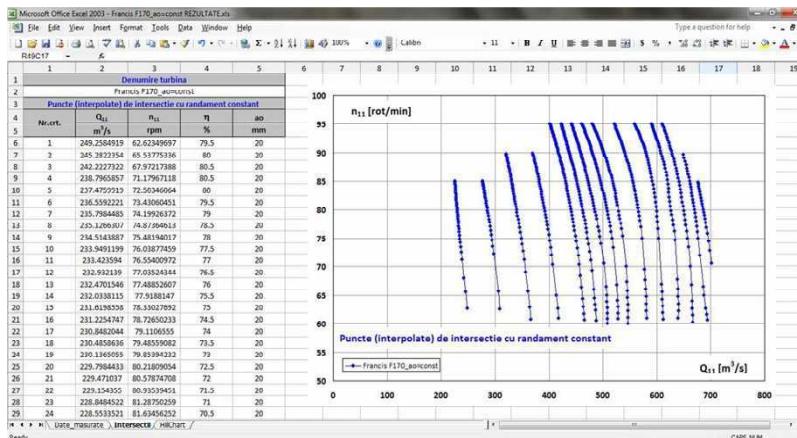


Fig. 6.27 *Foaia Intersecții*
din fișierul Excel

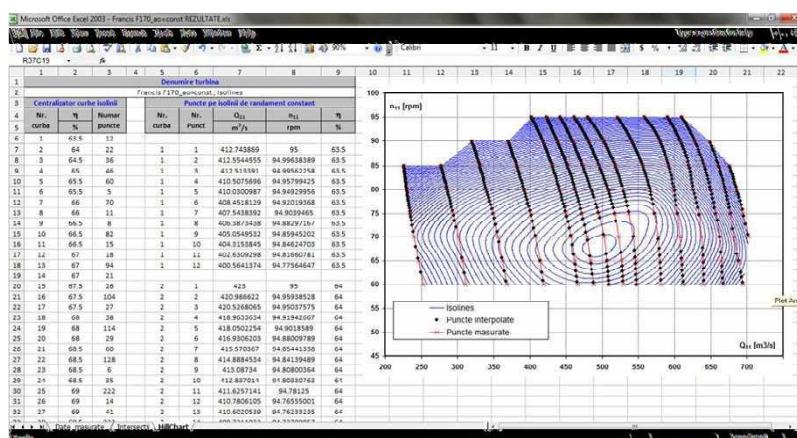


Fig. 6.28 *Foaia HillChart*
din fișierul Excel

6.3 Calculul caracteristicilor universale pentru modele de rotoare Francis utilizând aplicația HydroHillChart - Modulul Francis

Modulul Francis este parte integrantă din aplicația **HydroHillChart** și permite calcularea caracteristicii universale pentru rotoare de tip Francis, pe baza măsurătorilor efectuate pe model. Această aplicație a fost creată în limbajul de programare Python și respectiv a modulelor asociate [51].

Utilizând Modulul Francis din cadrul aplicației **HydroHillChart** se vor trasa caracteristicile universale pentru următoarele patru modele de rotoare Francis:

- **rotorul RO 75-702** cu diametrul D=460 mm și 13 palete rotorice [38];
- **rotorul F316.5** cu diametrul D=460 mm și 14 palete rotorice [64];
- **rotorul RO140** cu diametrul D=515 mm și 16 palete rotorice [64];
- **rotorul RO 115** cu diametrul D=460 mm și 13 palete rotorice [39];

Pentru rotoarele RO 75-702, F316.5, RO140 și RO115 datele de intrare au fost preluate din literatura de specialitate ca puncte discrete din caracteristica existentă, în vederea comparării acestora cu caracteristica rezultată din aplicația **HydroHillChart** - Modulul Francis.

Datele de intrare necesare aplicației **HydroHillChart – Modulul Francis** sunt următoarele:

- **ID punct** - numărul de ordine al punctului din matrice de puncte inițiale;
- **n₁₁** [rot/min] - turația unitară;
- **Q₁₁** [m³/s] - debitul unitar;
- **a_o** [mm] - reprezintă deschiderea aparatului director;
- **η** [%] – randamentul.

6.3.1 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul RO 75-702

Pentru rotorul RO 75-702, datele de intrare au fost preluate [38], pag. 296, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 6.29, tabelul 6.2, în vederea recalculării acestora prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis**.

Tabelul **Puncte măsurate** a fost completat cu date preluate din fișierul Excel, fiind în total un număr de 94 de puncte, figura 6.30. În acest tabel, coloana **Punct eliminat** permite eliminarea unui punct, prin activarea unui control de tip **Check Box**. Citirile au fost efectuate pentru 10 deschideri constante ale aparatului director: a_o=14, 18, 22, 26, 30, 34, 38, 42, 46, 50 mm. Calcularea diagramei universale utilizând aplicația **HidroHillChart - Modulul Francis** se face în varianta n₁₁=const.

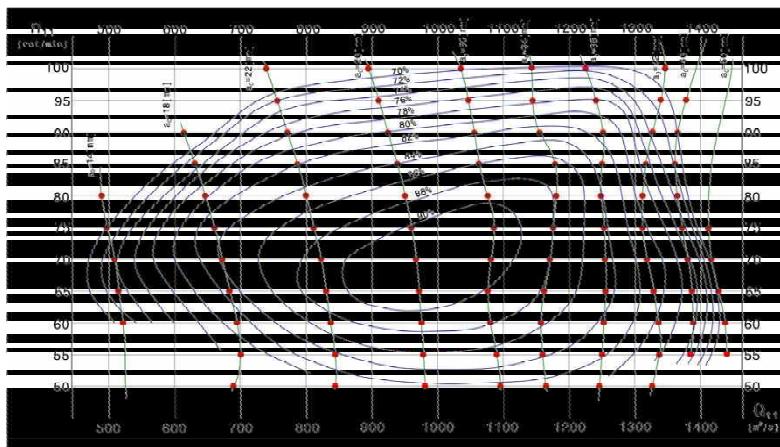


Fig. 6.29 Caracteristica universală a rotorului RO 75-702 și matricea de puncte discrete

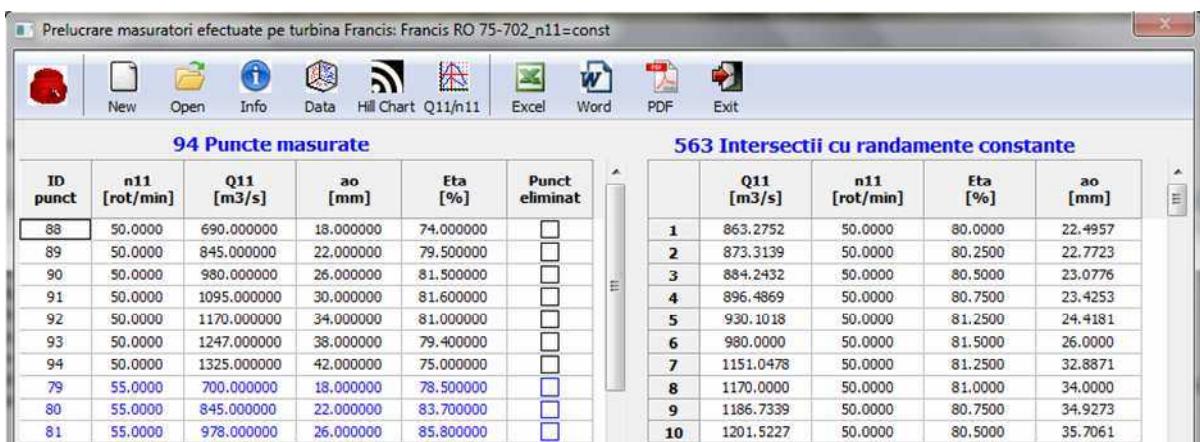


Fig. 6.30 Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul RO 75-702

Datele primare pentru rotorul RO 75-702 sunt prezentate în tabelul 6.2.

Tabel 6.2 Datele primare pentru rotorul RO 75-702

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
1	100	740.00	22.00	63.80	48	75	1412.00	50.00	67.20
2	100	895.00	26.00	67.40	49	70	508.00	14.00	73.70
3	100	1040.00	30.00	69.40	50	70	672.00	18.00	83.90
4	100	1145.00	34.00	70.50	51	70	825.00	22.00	88.90
5	100	1225.00	38.00	70.80	52	70	967.00	26.00	92.50
6	100	1348.00	42.00	68.00	53	70	1080.00	30.00	91.50
7	95	755.00	22.00	72.00	54	70	1168.00	34.00	88.20
8	95	912.00	26.00	74.80	55	70	1256.00	38.00	84.60
9	95	1048.00	30.00	76.50	56	70	1320.00	42.00	81.00
10	95	1146.00	34.00	77.80	57	70	1383.00	46.00	76.30
11	95	1245.00	38.00	78.00	58	70	1412.00	50.00	70.00
12	95	1340.00	42.00	71.20	59	65	516.00	14.00	73.30
13	95	1382.00	46.00	67.00	60	65	683.00	18.00	83.00
14	90	612.50	18.00	66.20	61	65	833.00	22.00	89.00
15	90	770.00	22.00	77.00	62	65	972.00	26.00	91.80
16	90	926.00	26.00	80.10	63	65	1077.00	30.00	90.10

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
17	90	1057.00	30.00	81.90	64	65	1160.00	34.00	87.60
18	90	1157.00	34.00	83.00	65	65	1255.00	38.00	84.50
19	90	1251.00	38.00	81.20	66	65	1330.00	42.00	81.00
20	90	1330.00	42.00	73.80	67	65	1390.00	46.00	76.50
21	90	1365.00	46.00	70.00	68	65	1420.00	50.00	70.00
22	85	630.00	18.00	73.00	69	60	525.00	14.00	71.00
23	85	786.00	22.00	81.70	70	60	695.00	18.00	81.00
24	85	940.00	26.00	84.10	71	60	840.00	22.00	87.00
25	85	1065.00	30.00	86.00	72	60	975.00	26.00	89.00
26	85	1179.00	34.00	86.40	73	60	1082.00	30.00	88.10
27	85	1253.00	38.00	83.00	74	60	1158.00	34.00	86.30
28	85	1315.00	42.00	76.90	75	60	1253.00	38.00	83.60
29	85	1360.00	46.00	71.70	76	60	1335.00	42.00	79.90
30	80	485.00	14.00	65.00	77	60	1390.00	46.00	75.80
31	80	647.00	18.00	79.70	78	60	1430.00	50.00	68.10
32	80	800.00	22.00	84.70	79	55	700.00	18.00	78.50
33	80	950.00	26.00	87.40	80	55	845.00	22.00	83.70
34	80	1075.00	30.00	89.20	81	55	978.00	26.00	85.80
35	80	1180.00	34.00	87.70	82	55	1090.00	30.00	85.30
36	80	1254.00	38.00	84.00	83	55	1163.00	34.00	84.10
37	80	1310.00	42.00	79.00	84	55	1250.00	38.00	82.00
38	80	1365.00	46.00	73.20	85	55	1335.00	42.00	78.50
39	75	497.00	14.00	70.00	86	55	1383.00	46.00	74.20
40	75	660.00	18.00	82.80	87	55	1430.00	50.00	66.00
41	75	814.00	22.00	87.20	88	50	690.00	18.00	74.00
42	75	960.00	26.00	90.20	89	50	845.00	22.00	79.50
43	75	1080.00	30.00	91.40	90	50	980.00	26.00	81.50
44	75	1175.00	34.00	88.30	91	50	1095.00	30.00	81.60
45	75	1255.00	38.00	84.40	92	50	1170.00	34.00	81.00
46	75	1312.00	42.00	80.40	93	50	1247.00	38.00	79.40
47	75	1375.00	46.00	74.80	94	50	1325.00	42.00	75.00

Trasarea diagramei universale se realizează în mai multe etape. În prima etapă, curbele primare parametrice măsurate se intersectează cu valorile de randament impuse. Aceste puncte se depun în tabelul **Intersectii cu randamente constante**, figura 6.30. Curbele primare $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$, pentru valorile 50, 60 și 70, sunt prezentate în figurile 6.31 - 33. În figurile 6.34 - 36 sunt prezentate curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ precum și curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$

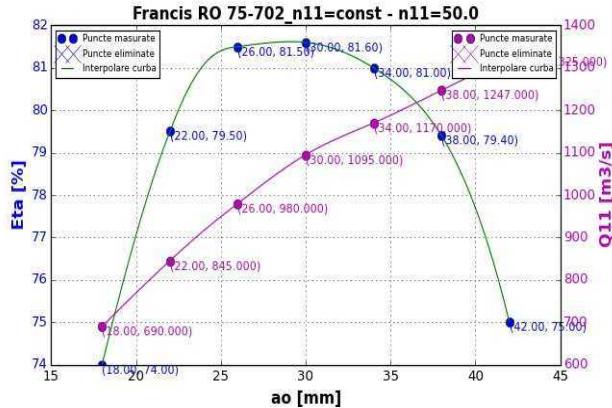


Fig. 6.31 Curve 2D $\eta = f(a_o)$ și

$$Q_{11} = f(a_o) \text{ la } n_{11}=50.$$

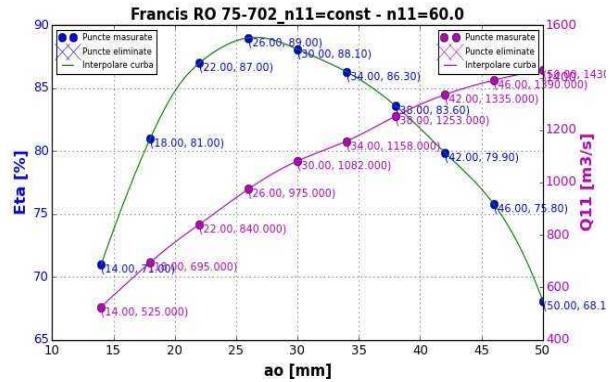


Fig. 6.32 Curve 2D $\eta = f(a_o)$ și

$$Q_{11} = f(a_o) \text{ la } n_{11}=60.$$

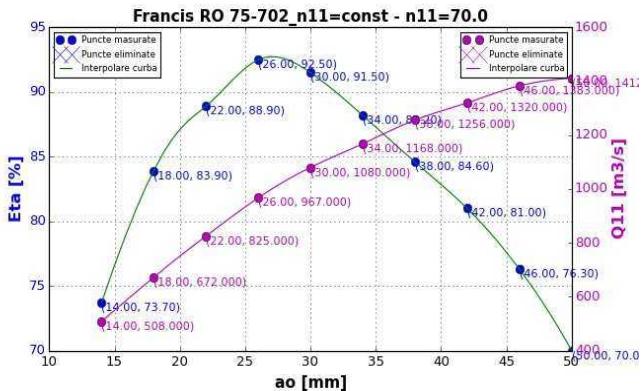


Fig. 6.33 Curve 2D $\eta = f(a_o)$ și

$$Q_{11} = f(a_o) \text{ la } n_{11}=70.$$

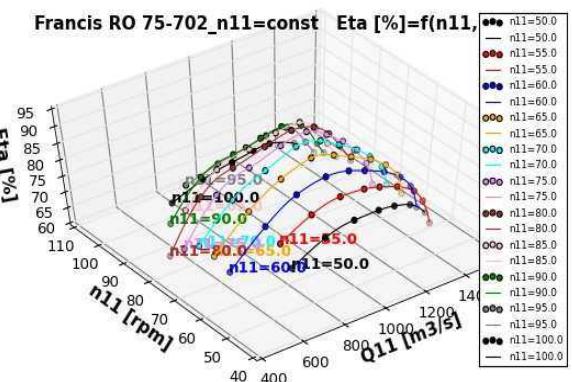


Fig. 6.34 Curve 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$

la $n_{11}=\text{const.}$

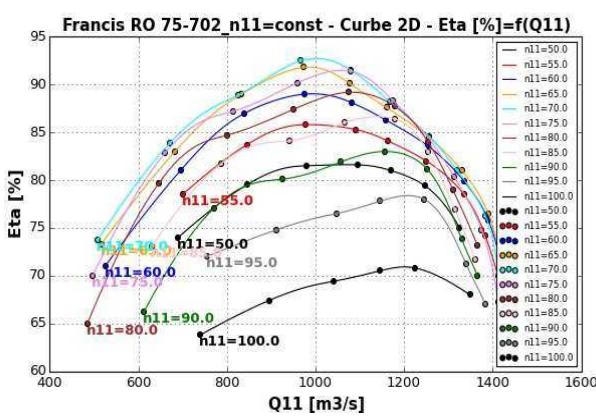


Fig. 6.35 Curve 2D $\eta = f(Q_{11})$
la $n_{11}=\text{const.}$

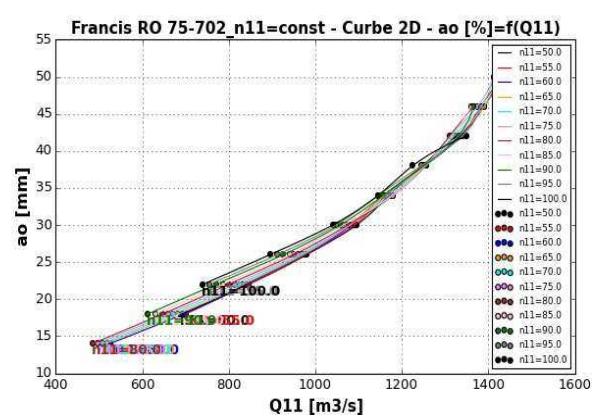


Fig. 6.36 Curve 2D $a_o = f(Q_{11})$
la $n_{11}=\text{const.}$

În a doua etapă suprafața $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ se intersectează cu valorile de randament constant.

Pentru setul de date de intrare, măsurate la $n_{11}=\text{const.}$, figura 6.37 prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 6.38 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante, iar

figura 6.39 caracteristica universală. Domeniul de valori ale randamentului η pentru rotorul RO75-702, este cuprins între 63.8 și 92.5 %. Caracteristica universală s-a calculat pentru 94 valori impuse în domeniul $\eta = 80 \div 92.5\%$ cu pas 0.25%.

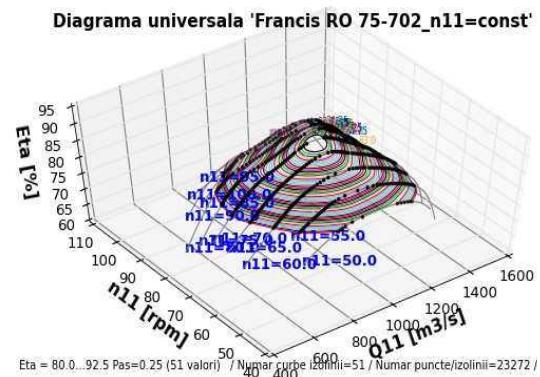
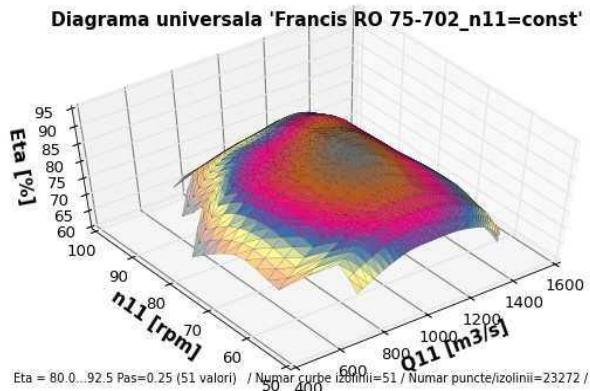


Fig. 6.37 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const.}$

Fig. 6.38 Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $n_{11}=\text{const.}$

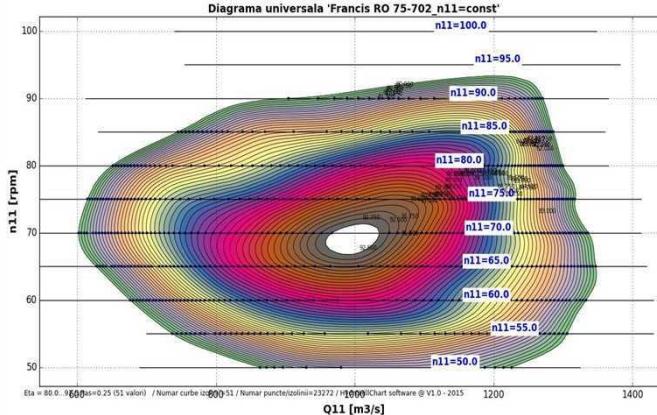
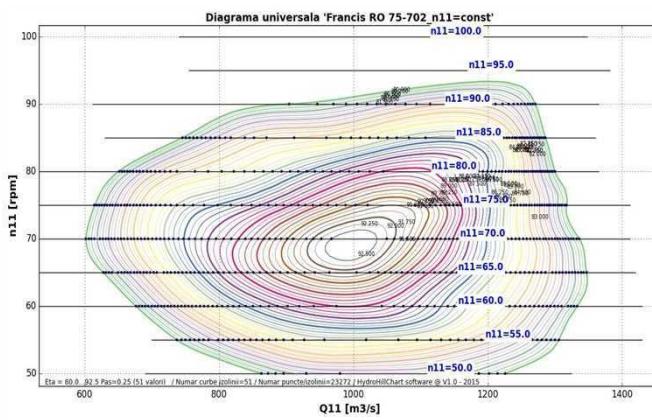


Fig. 6.39 Caracteristica universală pentru rotorul Francis RO 75-702 la $n_{11}=\text{const.}$

Aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis** permite de asemenea:

- intersecția caracteristicii universale cu o turărie unitară impusă $n_{11}=\text{const.}$;
- intersecția caracteristicii universale cu o valoare a debitului unitar impusă $Q_{11}=\text{const.}$;

- calculul randamentului pentru un punct n_{11} - Q_{11} impus.

În cazul rotorului RO 75-702, ca exemplificare, s-a impus turația unitară $n_{11} = 80.0 \text{ rpm}$, pentru care s-au calculat/trasat curbele 2D: $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$, figura 6.40 și 6.41, respectiv curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ inclusiv curba de intersecție $\eta = f(Q_{11})$, figura 6.42. Valoarea calculată a randamentului pentru turația unitară $n_{11}=62.0 \text{ rpm}$ și debitul unitar $Q_{11}=1050 \text{ m}^3/\text{s}$ este de 89.591 %. Curbele 3D: $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și punctul de intersecție, pentru turația și debitul unitar impuse, sunt prezentate în figura 6.43, iar curbele 2D: $\eta = f(n_{11})$ și $a_o = f(n_{11})$ în figurile 6.44 respectiv 6.45.

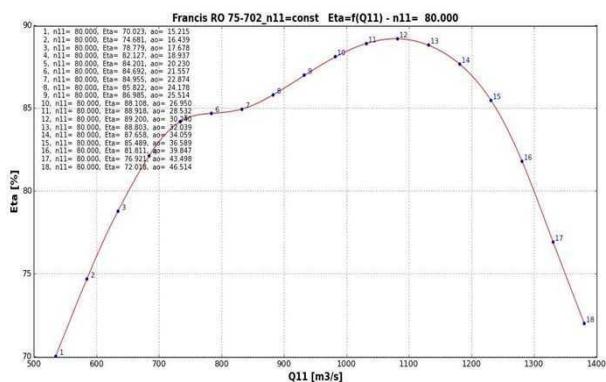


Fig. 6.40 Curba 2D $\eta = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=80.0 \text{ rpm}$ - rotorul Francis RO 75-702

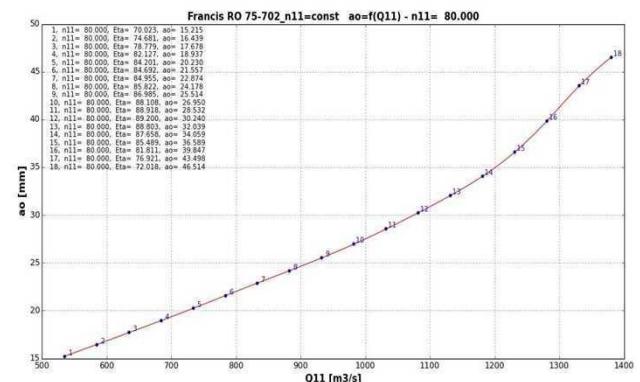


Fig. 6.41 Curba 2D $a_o = f(Q_{11})$ pentru $n_{11}=80.0 \text{ rpm}$ - rotorul Francis RO 75-702

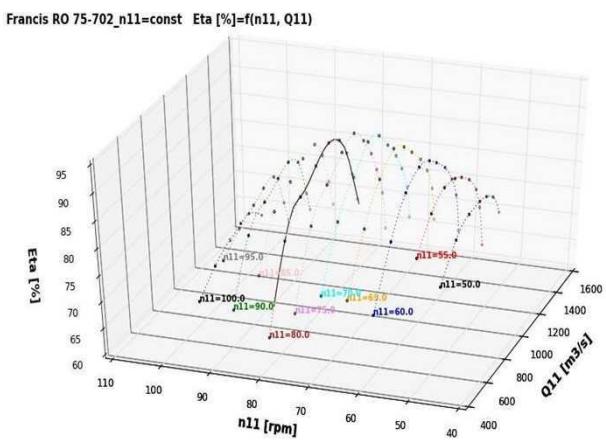


Fig. 6.42 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $n_{11}=80.0 \text{ rpm}$ și curba de intersecție $\eta = f(Q_{11})$ - rotorul Francis RO 75-702

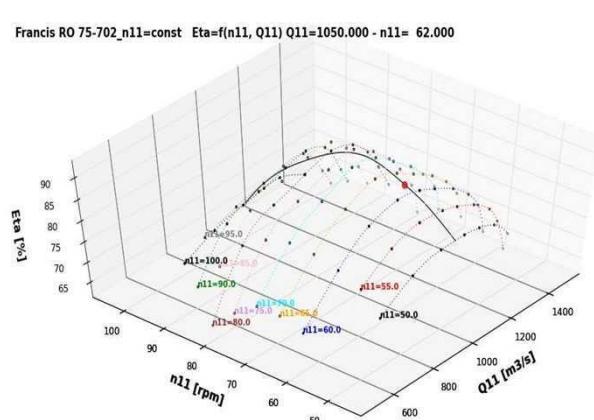


Fig. 6.43 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ pentru $Q_{11}= 1050 \text{ m}^3/\text{s}$ și $n_{11}=62 \text{ rpm}$, curba și punctul de intersecție - rotorul Francis RO 75-702

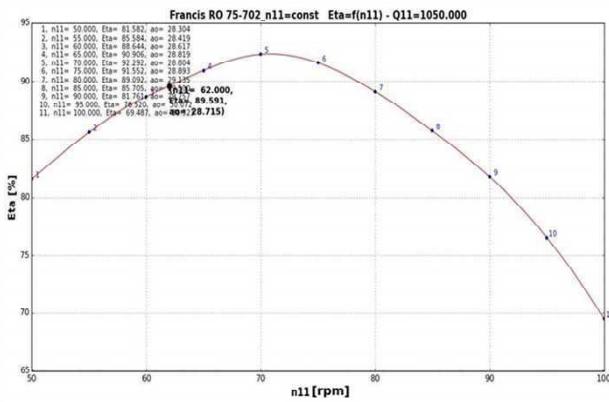


Fig. 6.44 Curba 2D $\eta = f(n_{11})$ pentru $n_{11}=62$ rpm și $Q_{11}=1050 \text{ m}^3/\text{s}$ și punctul de intersecție - rotorul Francis RO 75-702

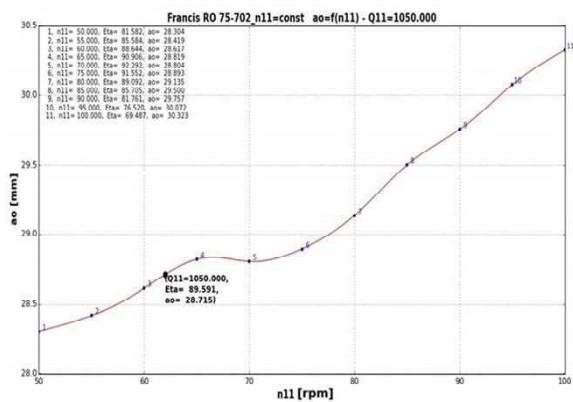


Fig. 6.45 Curba 2D $a_o = f(n_{11})$ pentru $n_{11}=62$ rpm și $Q_{11}=1050 \text{ m}^3/\text{s}$ și punctul de intersecție - rotorul Francis RO 75-702

Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul RO 75-702 se pot exporta într-un fișier Excel, care conține filele **Date măsurate**, figura 6.46, **Intersecții**, figura 6.47 respectiv **HillChart**, figura 6.48.

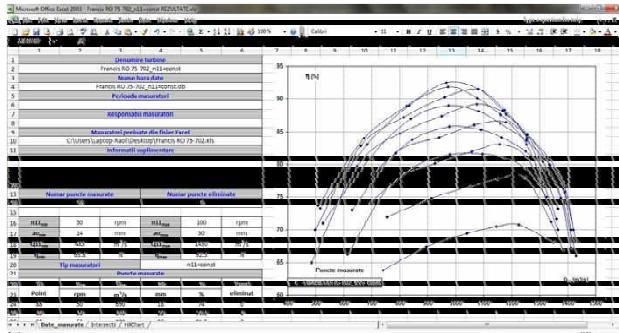


Fig. 6.46 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis RO 75-702

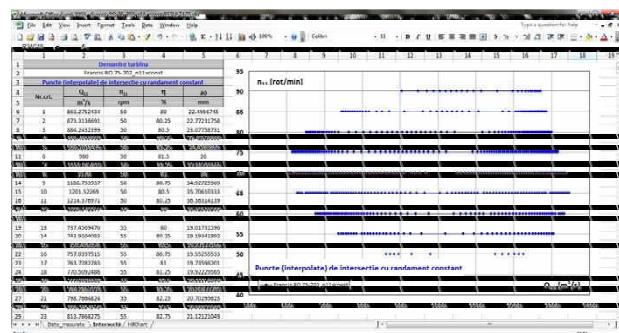


Fig. 6.47 Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis RO 75-702

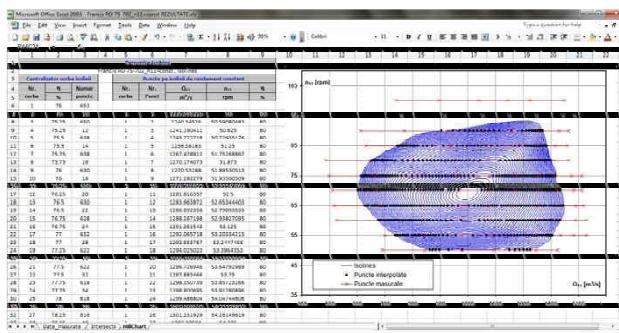


Fig. 6.48 Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis RO 75-702

Compararea diagramelor. Comparând caracteristica universală din literatura de specialitate pentru rotorul RO 75-702, din care s-a extras matricea de puncte discrete, cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicație HydroHillChart - Modulul Francis se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame. Această suprapunere a celor două universale conduce la validarea aplicației [59].

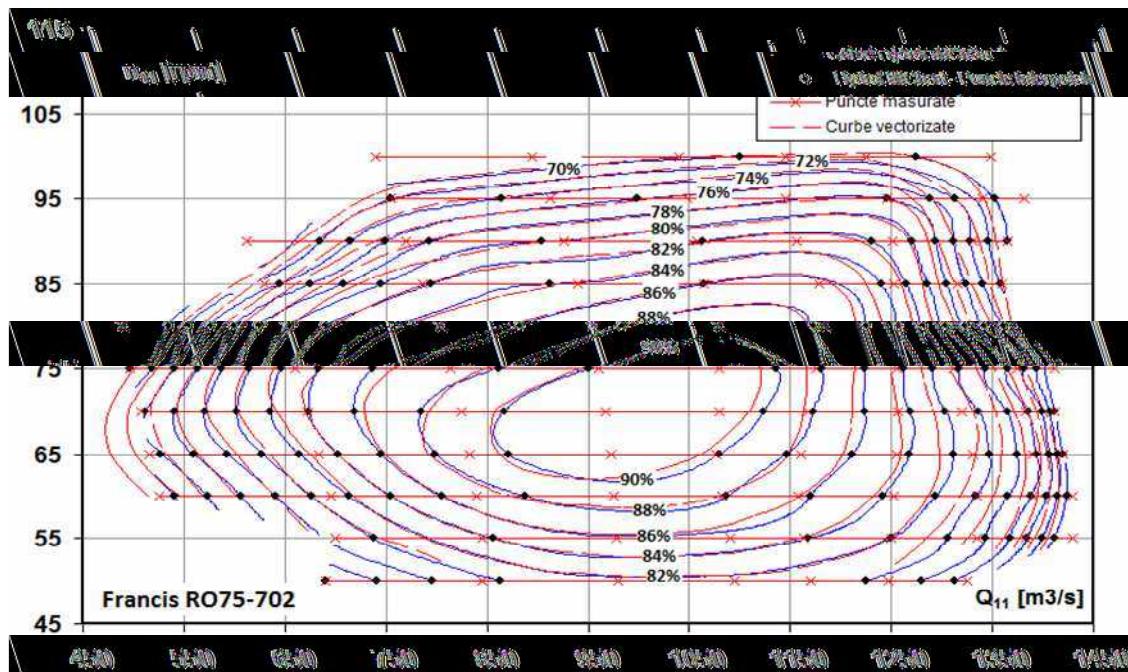


Fig. 6.49 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis RO 75-702

6.3.2 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul F316.5

Datele de intrare pentru rotorul F316.5 [64] au fost preluate, pag. 68, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 6.50, tabelul 6.3, în vederea recalculării acesteia prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis**.

Valorile încărcate în tabelul **Puncte măsurate**, din cadrul aplicației, au fost preluate din fișierul Excel, fiind în total un număr de 82 de puncte, figura 6.51. Coloana **Punct eliminat** din acest tabel permite eliminarea unui punct, prin activarea unui control de tip **Check Box**. Citirile au fost efectuate pentru 10 deschideri constante ale aparatului director: $a_0=14, 18, 22, 26, 30, 34, 38, 42, 46, 50$ mm. Calcularea diagramei universale utilizând aplicația **HidroHillChart - Modulul Francis** se face în varianta $a_0=\text{const.}$

Datele primare pentru rotorul F316.5 sunt prezentate în **tabelul 6.3**.

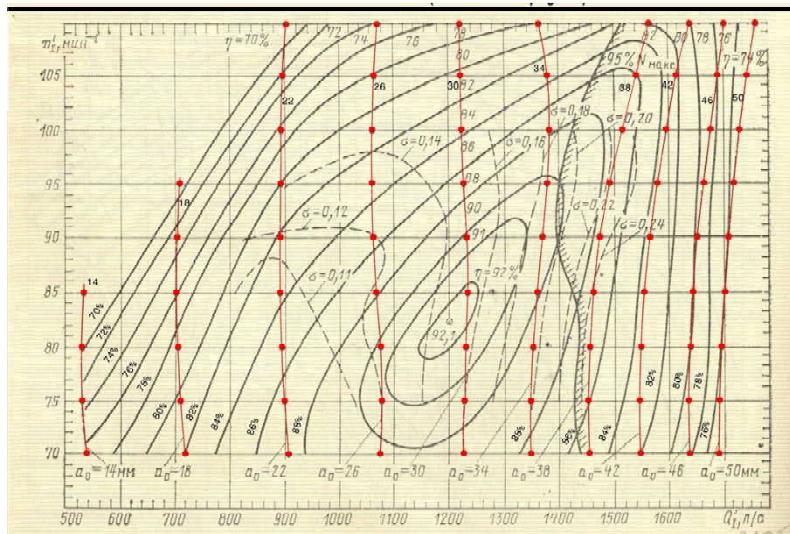


Fig. 6.50 Caracteristica universală a rotorului F316.5 și matricea de puncte discrete

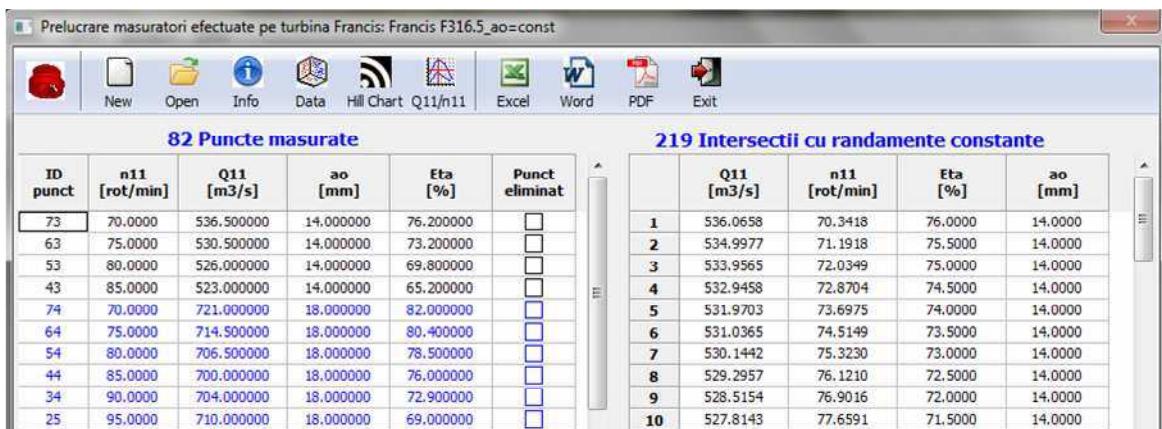


Fig. 6.51 Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul F316.5

Tabel 6.3 Datele primare pentru rotorul F316.5

ID punct	n_{11}	Q_{11}	a_o	η	ID punct	n_{11}	Q_{11}	a_o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
1	110	900.00	22.00	68.00	42	90	1712.00	50.00	76.00
2	110	1075.00	26.00	74.10	43	85	523.00	14.00	65.20
3	110	1220.00	30.00	76.90	44	85	700.00	18.00	76.00
4	110	1360.00	34.00	78.00	45	85	888.50	22.00	83.50
5	110	1565.00	38.00	82.00	46	85	1070.00	26.00	88.00
6	110	1640.00	42.00	80.00	47	85	1242.00	30.00	92.01
7	110	1700.00	46.00	77.20	48	85	1355.00	34.00	90.10
8	110	1775.00	50.00	74.00	49	85	1460.00	38.00	87.30
9	105	895.00	22.00	72.30	50	85	1555.00	42.00	83.60
10	105	1069.00	26.00	77.90	51	85	1642.00	46.00	80.10
11	105	1222.00	30.00	80.60	52	85	1700.00	50.00	76.10
12	105	1380.00	34.00	83.50	53	80	526.00	14.00	69.80
13	105	1540.00	38.00	85.80	54	80	706.50	18.00	78.50
14	105	1620.00	42.00	82.20	55	80	890.50	22.00	85.20
15	105	1692.00	46.00	78.00	56	80	1077.00	26.00	90.15

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
16	105	1755.00	50.00	74.30	57	80	1239.00	30.00	91.80
17	100	891.70	22.00	76.40	58	80	1347.00	34.00	89.50
18	100	1066.00	26.00	80.90	59	80	1455.00	38.00	86.70
19	100	1225.00	30.00	84.00	60	80	1549.00	42.00	83.30
20	100	1385.00	34.00	87.80	61	80	1638.00	46.00	80.00
21	100	1515.00	38.00	87.10	62	80	1692.00	50.00	76.00
22	100	1600.00	42.00	83.20	63	75	530.50	14.00	73.20
23	100	1680.00	46.00	78.80	64	75	714.50	18.00	80.40
24	100	1740.00	50.00	75.00	65	75	898.00	22.00	86.50
25	95	710.00	18.00	69.00	66	75	1079.00	26.00	90.75
26	95	890.00	22.00	80.00	67	75	1229.00	30.00	90.40
27	95	1065.00	26.00	83.30	68	75	1343.00	34.00	88.60
28	95	1230.00	30.00	87.00	69	75	1453.00	38.00	86.00
29	95	1382.00	34.00	90.10	70	75	1545.00	42.00	82.80
30	95	1491.00	38.00	87.50	71	75	1638.00	46.00	79.20
31	95	1583.00	42.00	83.60	72	75	1688.00	50.00	75.40
32	95	1665.00	46.00	79.40	73	70	536.50	14.00	76.20
33	95	1726.00	50.00	75.60	74	70	721.00	18.00	82.00
34	90	704.00	18.00	72.90	75	70	908.00	22.00	87.40
35	90	889.00	22.00	82.00	76	70	1080.00	26.00	89.90
36	90	1066.00	26.00	86.00	77	70	1220.00	30.00	89.20
37	90	1240.00	30.00	90.20	78	70	1342.00	34.00	87.50
38	90	1369.00	34.00	90.50	79	70	1452.00	38.00	85.00
39	90	1473.00	38.00	87.60	80	70	1544.00	42.00	82.00
40	90	1567.00	42.00	83.70	81	70	1640.00	46.00	78.00
41	90	1650.00	46.00	79.80	82	70	1690.00	50.00	74.40

Curbele primare parametrice din matricea de puncte inițiale se intersectează cu valorile de randament impuse, punctele rezultate se depun în tabelul **Intersectii cu randamente constante**, figura 6.51. Curbele primare $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$, pentru valorile 46 și 38, sunt prezentate în figurile 6.52 și 53.

În figurile 6.54 - 57 sunt prezentate curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$, respectiv curbele 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=\text{const}$. Pentru setul de date de intrare, măsurate la $a_o=\text{const.}$, figura 6.58 prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 6.59 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante, iar figura 6.60 caracteristica universală.

Domeniul de valori ale randamentului η pentru rotorul F316.5, este cuprins între 65.2 și 92.01%. Caracteristica universală s-a calculat pentru 82 valori impuse în domeniul $\eta=70 \div 92\%$ cu pas 0.5%.

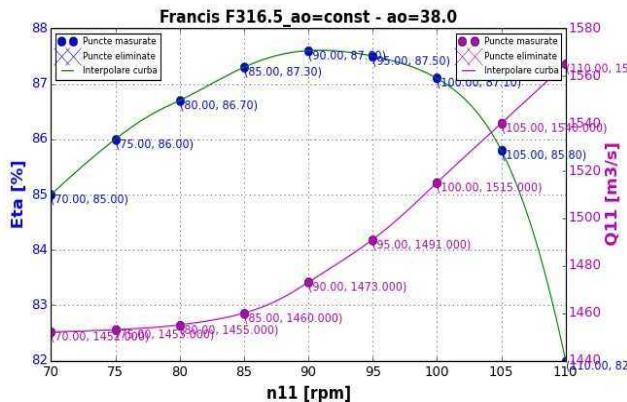


Fig. 6.52 Curve 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o = 38$

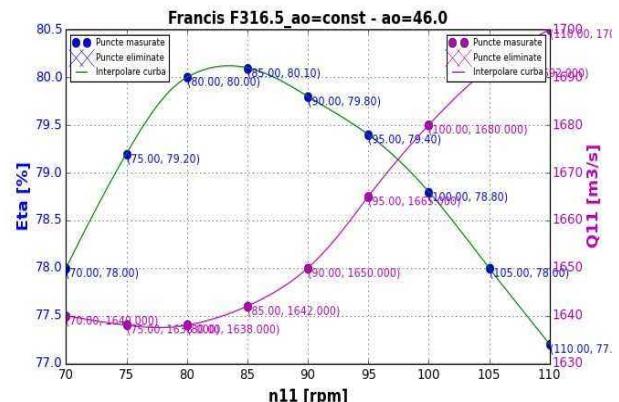


Fig. 6.53 Curve 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o = 46$

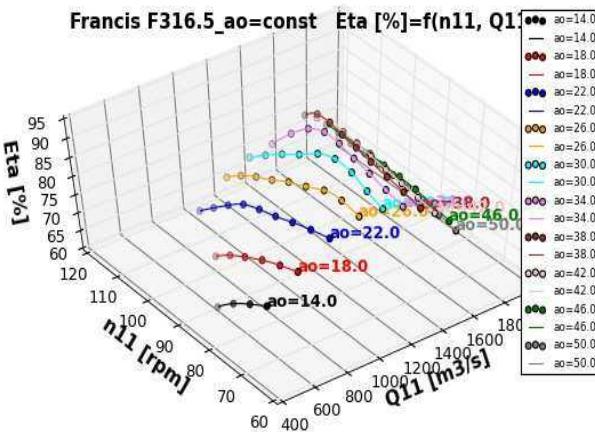


Fig. 6.54 Curve 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o = \text{const}$.

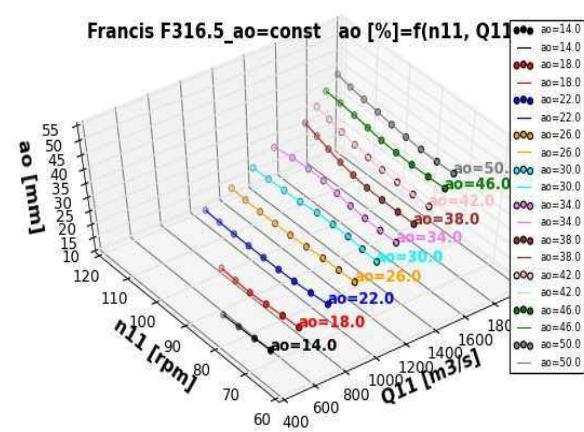


Fig. 6.55 Curve 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o = \text{const}$.

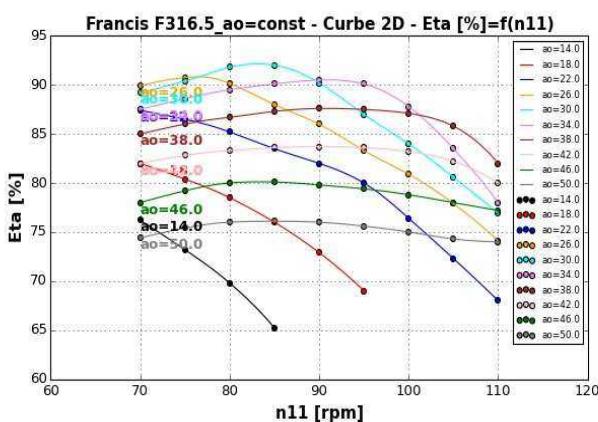


Fig. 6.56 Curve 2D $\eta = f(n_{11})$ la $a_o = \text{const}$.

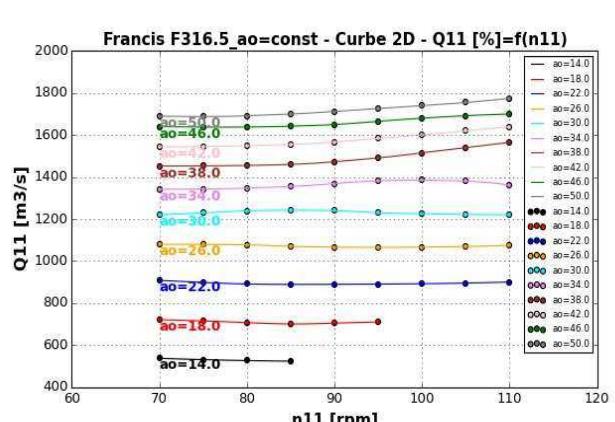


Fig. 6.57 Curve 2D $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o = \text{const}$.

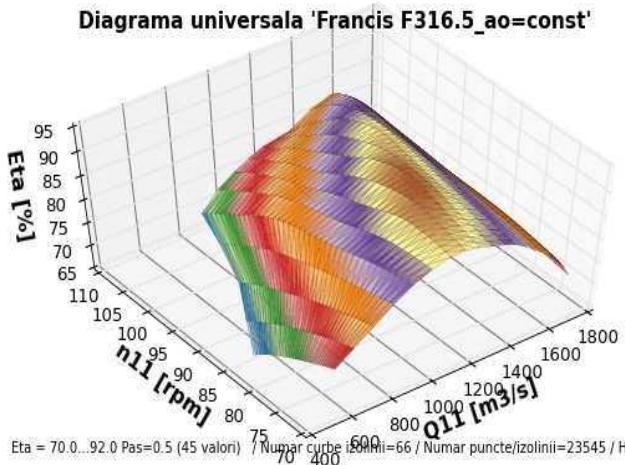


Fig. 6.58 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$

la $a_o=const.$

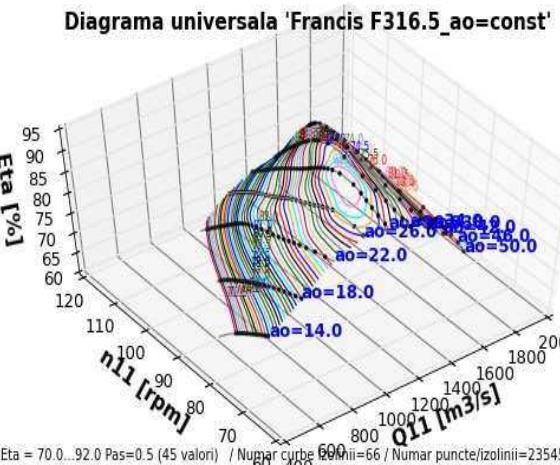


Fig. 6.59 Curbele de intersecție cu valori de

randamente constante la $a_o=const.$

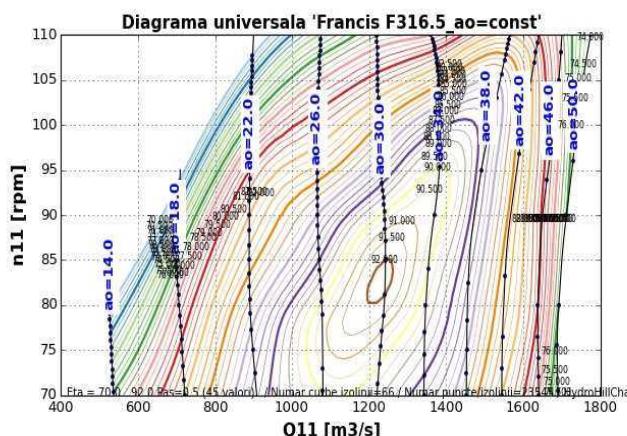
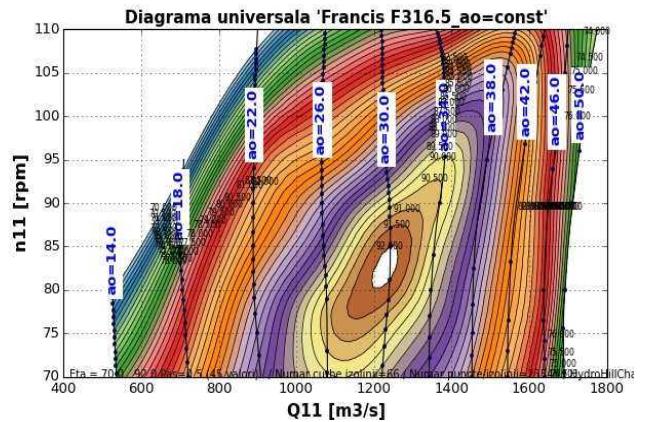


Fig. 6.60 Caracteristica universală pentru rotorul F316.5 la $a_o=const.$



Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul F316.5 se pot exporta într-un fișier Excel, care conține filele Date măsurate, figura 6.61, Intersecții, figura 6.62 respectiv HillChart, figura 6.63.

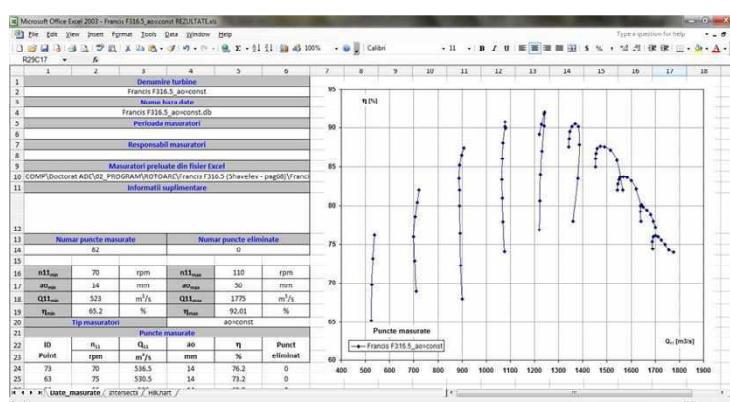


Fig. 6.61 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis F316.5

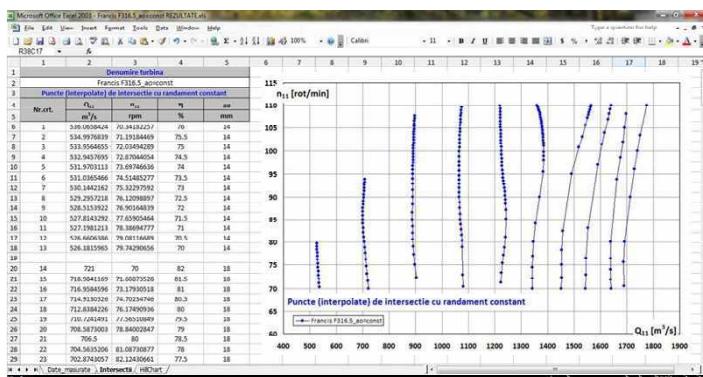


Fig. 6.62 Foaia **Intersecții** din fișierul Excel - rotor Francis F316.5

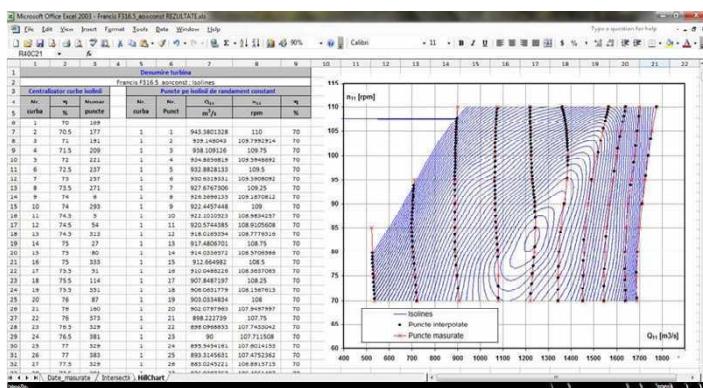


Fig. 6.63 Foaia **HillChart** din fișierul Excel - rotor Francis F316.5

Compararea diagramelor. Comparând caracteristica universală din literatura de specialitate pentru rotorul F316.5 cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicația se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame [59].

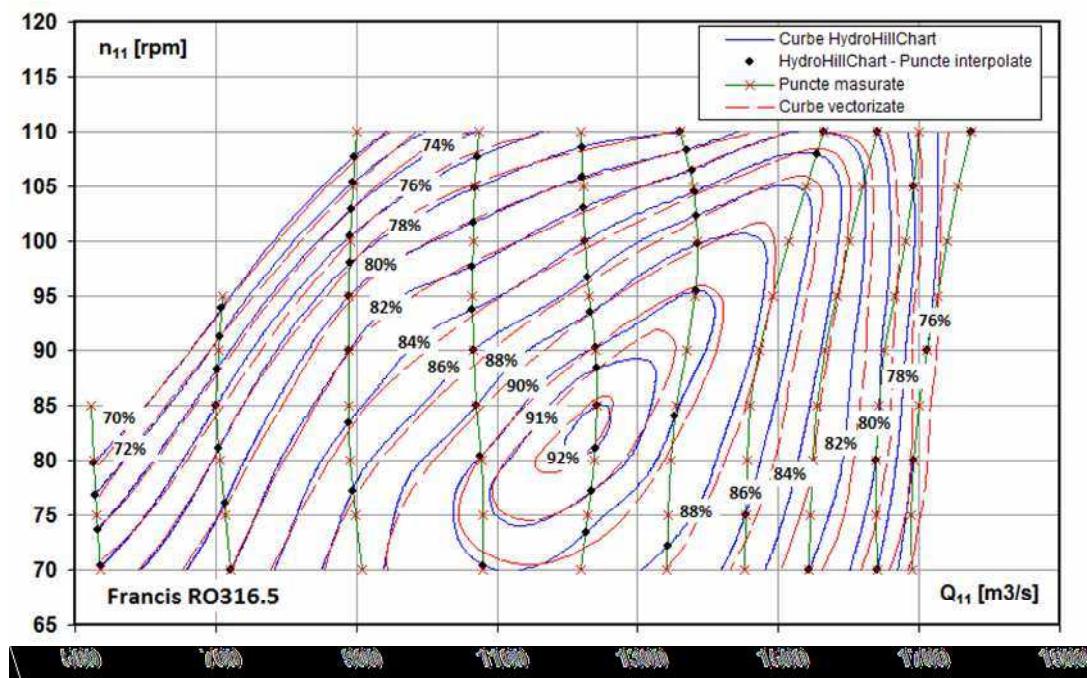


Fig. 6.64 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis F316.5

6.3.3 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul RO140

Pentru rotorul RO140, datele de intrare au fost preluate [64], pag. 69, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 6.65, tabelul 6.4, în vederea recalculării acesteia prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis**.

În tabelul **Puncte măsurate** au fost incărcate 77 de valori din matricea de puncte inițiale, figura 6.66. Citirile au fost efectuate pentru 11 deschideri constante ale aparatului director: $a_0=16, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48, 52, 56$ mm. Calcularea diagramei universale utilizând aplicația **HidroHillChart - Modulul Francis** se face în varianta $a_0=\text{const}$.

Curbele primare parametrice din matricea de puncte inițiale se intersectează cu valorile de randament impuse, punctele rezultate se depun în tabelul **Intersecții cu randamente constante**, figura 6.66. Curbele primare $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$, pentru valorile 24, 40 și 52, sunt prezentate în figurile 6.67 - 69.

În figurile 6.70 - 72 sunt prezentate curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ precum și curbele 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_0=\text{const}$.

Pentru setul de date de intrare, măsurate la $a_0=\text{const.}$, figura 6.73 prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 6.74 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante, iar figura 6.75 caracteristica universală.

Domeniul de valori ale randamentului η pentru rotorul RO140, este cuprins între 63.5 și 92.5%. Caracteristica universală s-a calculat pentru 77 valori impuse în domeniul $\eta=75 \div 92.5\%$ cu pas 0.25%.

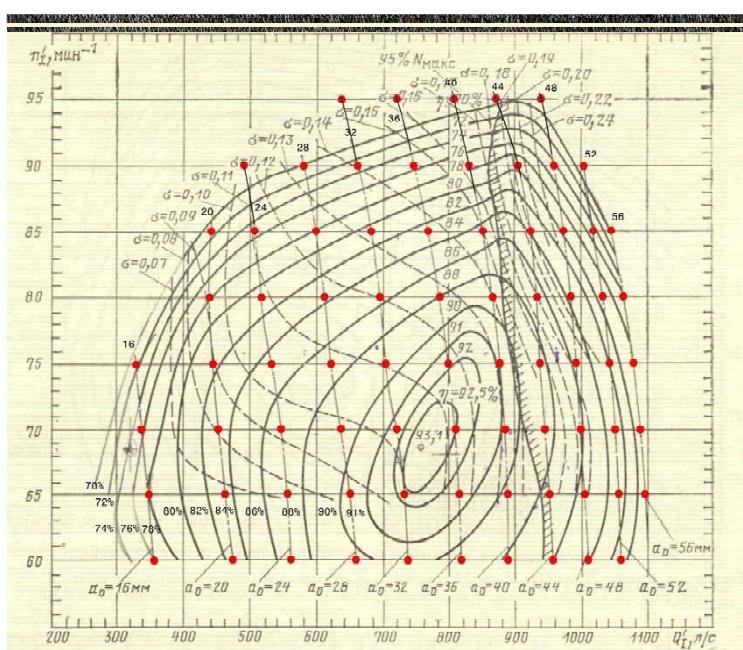


Fig. 6.65 Caracteristica universală a rotorului RO140 și matricea de puncte discrete

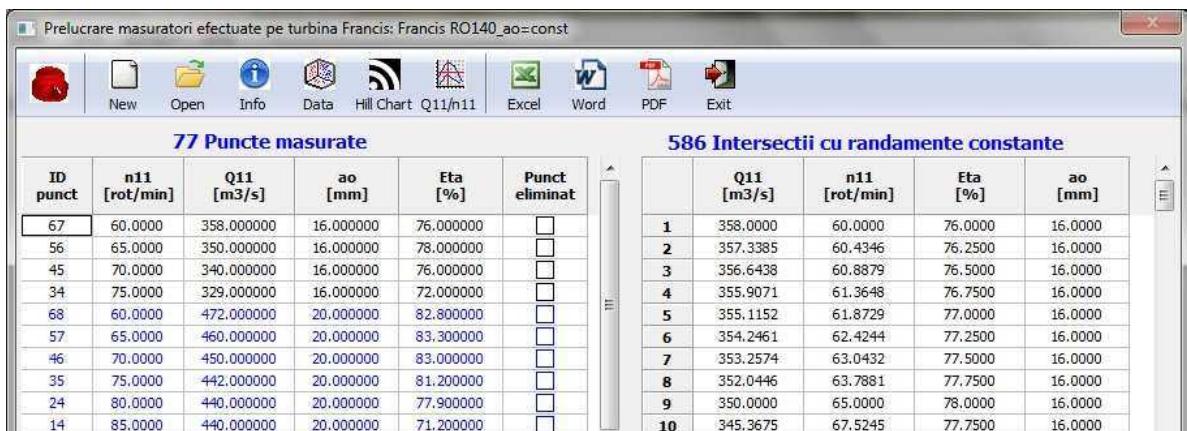


Fig. 6.66 Tabelul Puncte măsurate pentru rotorul RO140

Datele primare pentru rotorul RO140 sunt prezentate în tabelul 6.4.

Tabel 6.4 Datele primare pentru rotorul RO140

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
1	95	635.00	32.00	63.50	40	75	877.00	40.00	90.90
2	95	720.00	36.00	66.00	41	75	942.00	44.00	88.40
3	95	807.00	40.00	68.10	42	75	993.00	48.00	85.60
4	95	874.00	44.00	69.60	43	75	1040.00	52.00	82.00
5	95	941.00	48.00	68.30	44	75	1075.00	56.00	78.20
6	90	490.00	24.00	66.50	45	70	340.00	16.00	76.00
7	90	580.00	28.00	70.10	46	70	450.00	20.00	83.00
8	90	660.00	32.00	73.10	47	70	546.00	24.00	86.80
9	90	748.00	36.00	75.70	48	70	635.00	28.00	89.50
10	90	831.00	40.00	77.90	49	70	720.00	32.00	91.40
11	90	902.00	44.00	79.00	50	70	810.00	36.00	92.50
12	90	960.00	48.00	74.40	51	70	884.00	40.00	90.70
13	90	1003.00	52.00	68.50	52	70	950.00	44.00	88.50
14	85	440.00	20.00	71.20	53	70	1000.00	48.00	86.00
15	85	505.00	24.00	74.80	54	70	1049.00	52.00	83.00
16	85	598.00	28.00	78.00	55	70	1087.00	56.00	79.10
17	85	679.00	32.00	80.60	56	65	350.00	16.00	78.00
18	85	769.00	36.00	82.90	57	65	460.00	20.00	83.30
19	85	852.00	40.00	84.50	58	65	555.00	24.00	87.20
20	85	920.00	44.00	83.80	59	65	645.00	28.00	90.40
21	85	975.00	48.00	79.80	60	65	730.00	32.00	92.20
22	85	1018.00	52.00	74.70	61	65	817.00	36.00	91.40
23	85	1042.00	56.00	70.00	62	65	889.00	40.00	89.60
24	80	440.00	20.00	77.90	63	65	955.00	44.00	87.50
25	80	520.00	24.00	80.90	64	65	1006.00	48.00	85.50
26	80	612.00	28.00	83.50	65	65	1056.00	52.00	82.70
27	80	693.00	32.00	85.90	66	65	1094.00	56.00	79.00
28	80	786.00	36.00	88.00	67	60	358.00	16.00	76.00
29	80	867.00	40.00	89.00	68	60	472.00	20.00	82.80

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
30	80	932.00	44.00	86.80	69	60	560.00	24.00	87.00
31	80	985.00	48.00	83.40	70	60	655.00	28.00	89.50
32	80	1030.00	52.00	79.30	71	60	735.00	32.00	90.25
33	80	1060.00	56.00	75.70	72	60	818.00	36.00	89.40
34	75	329.00	16.00	72.00	73	60	890.00	40.00	87.90
35	75	442.00	20.00	81.20	74	60	957.00	44.00	86.00
36	75	534.00	24.00	84.70	75	60	1010.00	48.00	84.00
37	75	623.00	28.00	87.10	76	60	1060.00	52.00	81.00
38	75	707.00	32.00	89.60	77	60	1100.00	56.00	77.00
39	75	800.00	36.00	91.80					

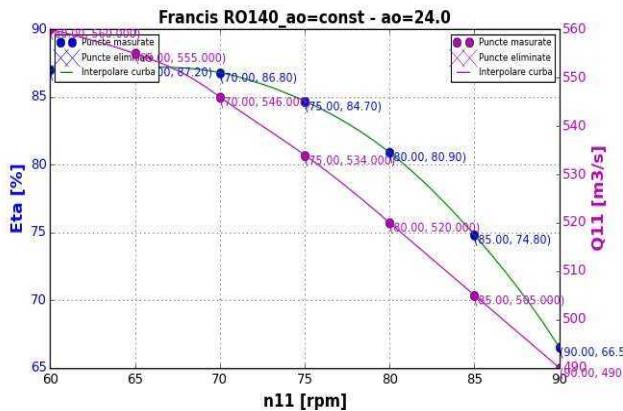


Fig. 6.67 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=24$

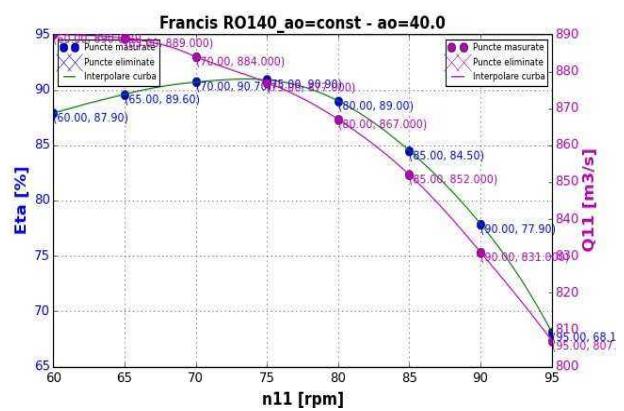


Fig. 6.68 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=40$

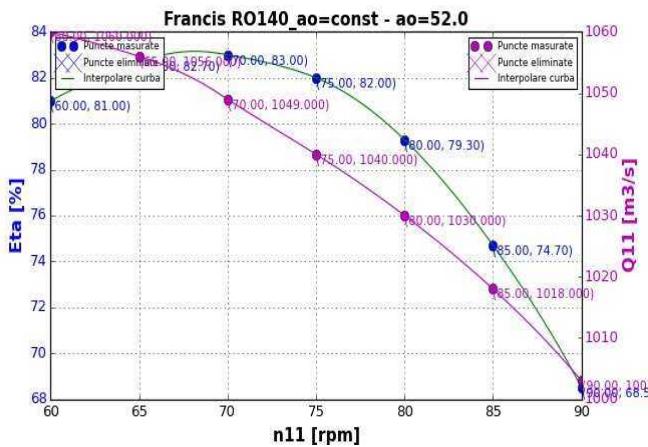


Fig. 6.69 Curbe 2D $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ la $a_o=52$

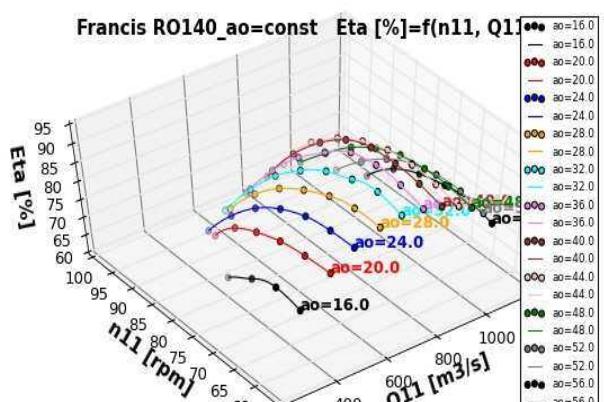


Fig. 6.70 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $a_o=const.$

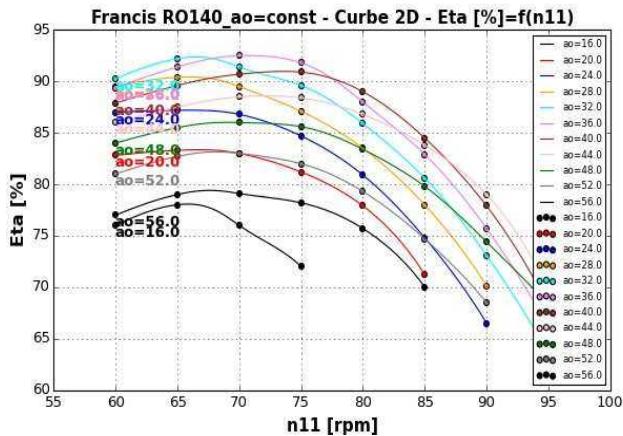


Fig. 6.71 Curbă 2D $\eta = f(n_{11})$

la $a_o=const.$

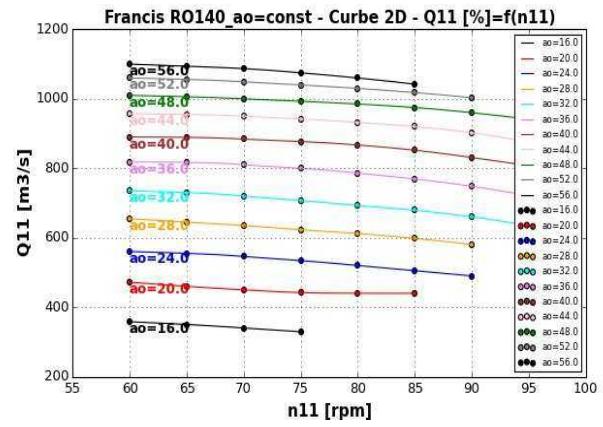


Fig. 6.72 Curbă 2D $Q_{11} = f(n_{11})$

la $a_o=const.$

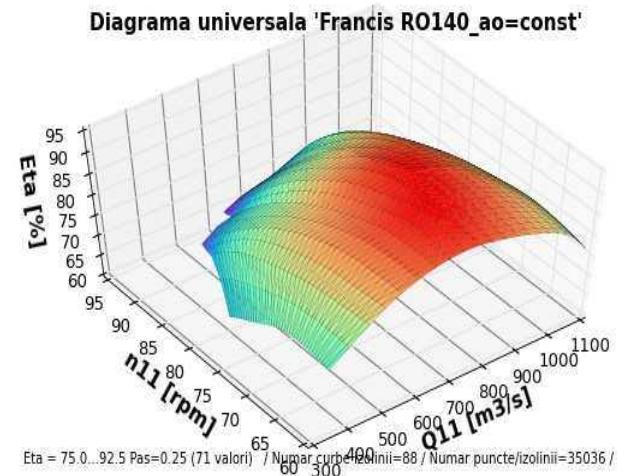


Fig. 6.73 Suprafață 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$

la $a_o=const.$

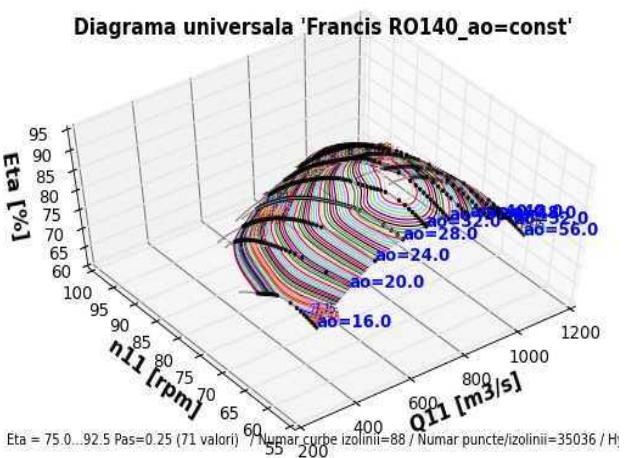


Fig. 6.74 Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $a_o=const.$

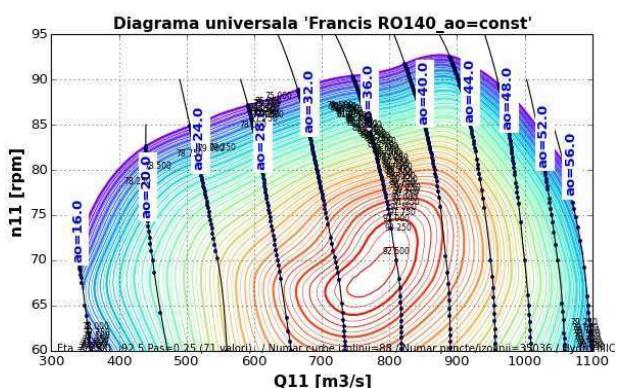
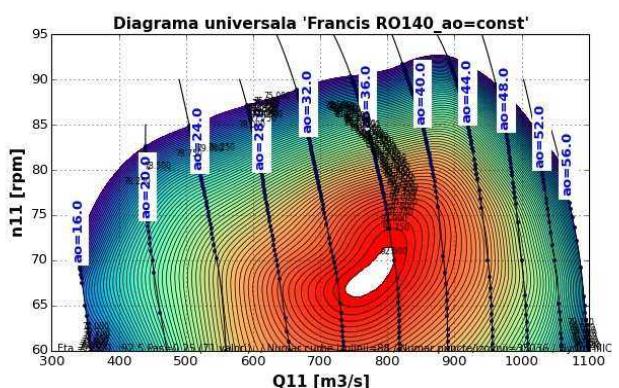


Fig. 6.75 Caracteristica universală pentru rotorul RO140 la $a_o=const.$



Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul RO140 se pot exporta într-un fișier Excel, care conține filele **Date măsurate**, figura 6.76, **Intersecții**, figura 6.77 respectiv **HillChart**, figura 6.78.

Contribuții privind perfecționarea metodelor de măsurare experimentală și prelucrarea rezultatelor în standul de încercări modele turbine hidraulice

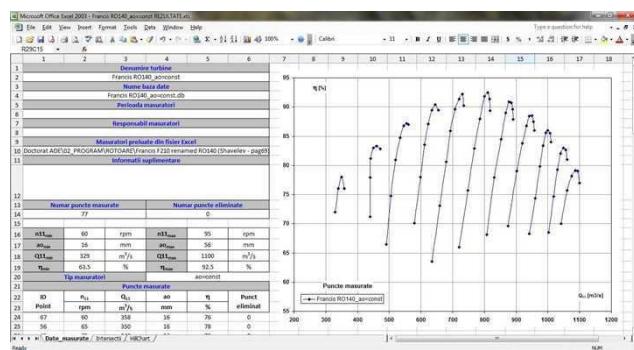


Fig. 6.76 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis RO140

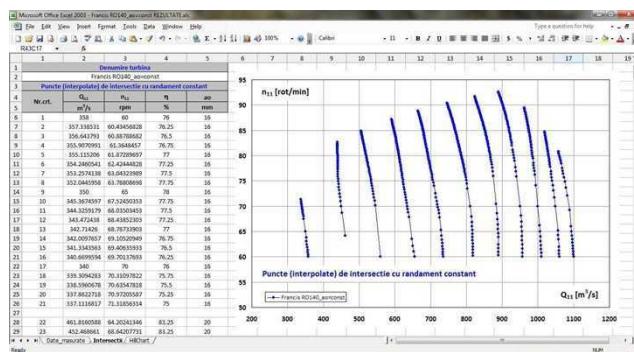


Fig. 6.77 Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis RO140

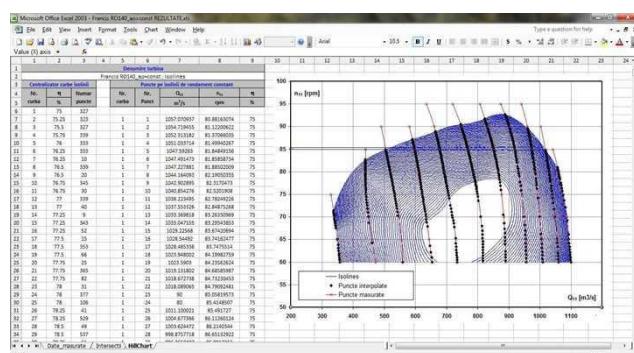


Fig. 6.78 Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis RO140

Compararea diagramelor. Comparând caracteristica universală din literatura de specialitate pentru rotorul RO140 cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicația, se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame [59].

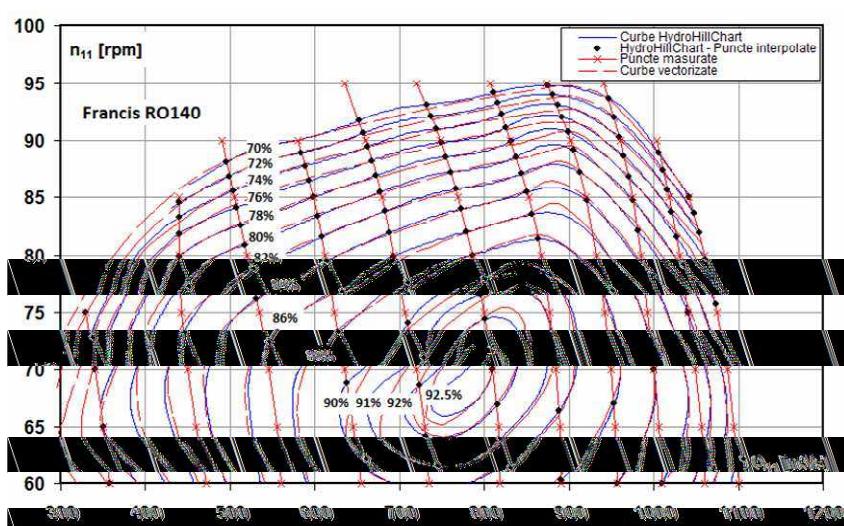


Fig. 6.79 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis RO140

6.3.4 Calcularea caracteristicii universale pentru rotorul Francis RO 115

Pentru rotorul Francis RO 115, datele de intrare au fost preluate [64], pag. 69, ca puncte discrete din caracteristica existentă, figura 6.80, tabelul 6.5, în vederea recalculării acesteia prin aplicația **HydroHillChart - Modulul Francis**.

Valorile încărcate în tabelul **Puncte măsurate**, din cadrul aplicației, au fost preluate din fișierul Excel, fiind în total un număr de 80 de puncte, figura 6.81. În acest tabel, coloana **Punct eliminat** permite eliminarea unui punct, prin activarea unui control de tip **Check Box**. Citirile au fost efectuate pentru 8 deschideri constante ale aparatului director: $a_o=14, 18, 22, 26, 30, 34, 38, 42$ mm. Calcularea diagramei universale utilizând aplicația **HidroHillChart - Modulul Francis** se face în varianta $n_{11}=\text{const}$.

Curbele primare parametrice din matricea de puncte inițiale se intersectează cu valorile de randament impuse, punctele rezultate se depun în tabelul **Intersecții cu randamente constante**, figura 6.81. Curbele primare $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$, pentru valorile 65 și 90, sunt prezentate în figurile 6.82 și 6.83.

În figurile 6.84 - 87 sunt prezentate curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$, respectiv curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la $n_{11}=\text{const}$. Pentru setul de date de intrare, măsurate la $n_{11}=\text{const.}$, figura 6.88 prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 6.89 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante, iar figura 6.90 caracteristica universală. Domeniul de valori ale randamentului η pentru rotorul Francis RO 115, este cuprins între 71.4 și 90.10%. Caracteristica universală s-a calculat pentru 80 valori impuse în domeniul $\eta=71.5 \div 90\%$ cu pas 0.5%.

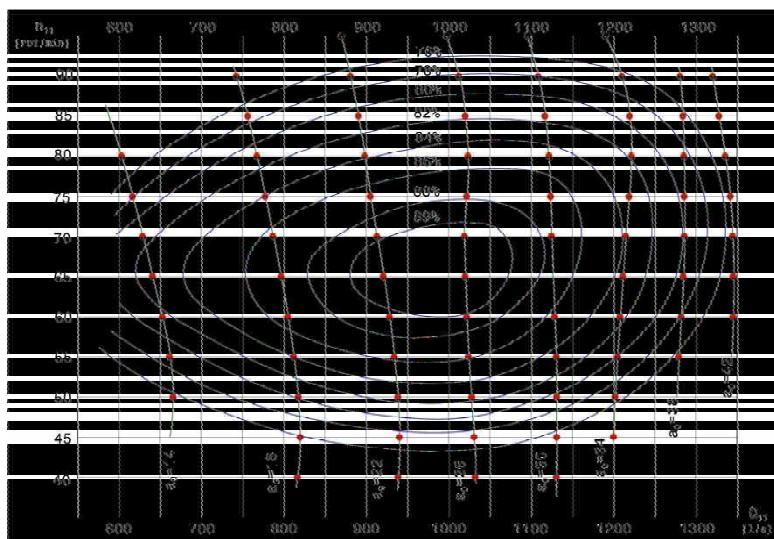


Fig. 6.80 Caracteristica universală a rotorului Francis RO 115 și matricea de puncte discrete

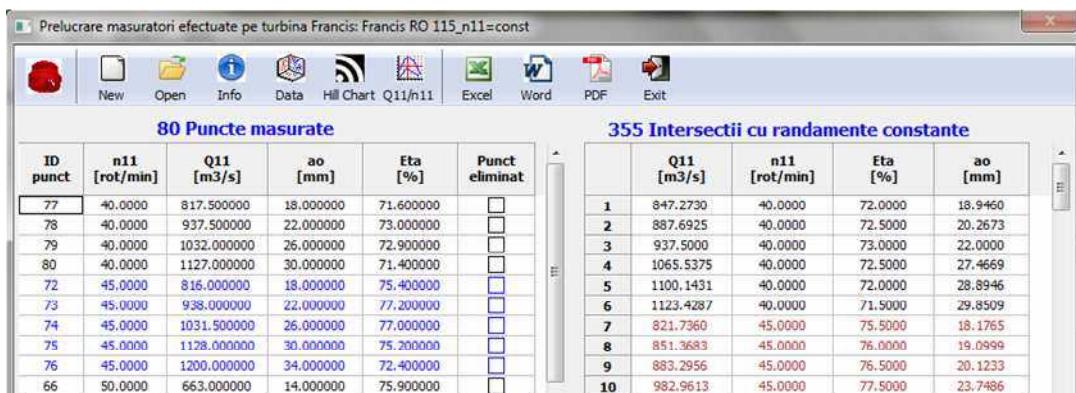


Fig. 6.81 Tabelul **Puncte măsurate** pentru rotorul Francis RO 115

Datele primare pentru rotorul Francis RO 115 sunt prezentate în tabelul 6.5.

Tabel 6.5 Datele primare pentru rotorul Francis RO 115

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
1	95	870.00	22.00	72.00	41	70	1285.30	38.00	80.00
2	95	999.00	26.00	73.30	42	70	1346.50	42.00	75.20
3	95	1090.00	30.00	73.00	43	65	643.00	14.00	82.60
4	95	1186.00	34.00	72.00	44	65	795.50	18.00	87.00
5	90	740.00	18.00	72.50	45	65	923.00	22.00	90.10
6	90	881.25	22.00	76.50	46	65	1023.00	26.00	90.10
7	90	1010.00	26.00	78.00	47	65	1125.30	30.00	87.10
8	90	1108.00	30.00	78.00	48	65	1207.00	34.00	83.40
9	90	1207.50	34.00	76.40	49	65	1285.50	38.00	79.40
10	90	1275.00	38.00	74.00	50	65	1347.50	42.00	74.70
11	90	1320.00	42.00	71.40	51	60	651.00	14.00	81.40
12	85	756.25	18.00	77.20	52	60	802.00	18.00	86.40
13	85	890.00	22.00	80.70	53	60	931.25	22.00	88.70
14	85	1016.00	26.00	81.80	54	60	1025.00	26.00	88.70
15	85	1116.00	30.00	81.50	55	60	1127.00	30.00	85.60
16	85	1213.00	34.00	79.40	56	60	1204.50	34.00	82.20
17	85	1280.00	38.00	76.70	57	60	1285.40	38.00	77.60
18	85	1330.00	42.00	74.00	58	60	1348.00	42.00	73.00
19	80	602.00	14.00	73.80	59	55	657.00	14.00	78.90
20	80	769.00	18.00	81.00	60	55	808.00	18.00	84.00
21	80	897.30	22.00	83.90	61	55	935.50	22.00	86.20
22	80	1019.00	26.00	85.00	62	55	1028.00	26.00	86.00
23	80	1120.00	30.00	84.90	63	55	1128.00	30.00	83.40
24	80	1214.00	34.00	82.00	64	55	1202.00	34.00	80.00
25	80	1282.80	38.00	78.40	65	55	1285.00	38.00	73.00
26	80	1337.50	42.00	75.00	66	50	663.00	14.00	75.90
27	75	620.00	14.00	78.60	67	50	813.00	18.00	80.00
28	75	780.00	18.00	84.10	68	50	938.00	22.00	82.20
29	75	905.00	22.00	86.90	69	50	1030.00	26.00	82.20

ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	ID punct	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]
30	75	1021.00	26.00	88.00	70	50	1128.50	30.00	79.50
31	75	1122.00	30.00	86.70	71	50	1200.50	34.00	76.20
32	75	1212.50	34.00	83.40	72	45	816.00	18.00	75.40
33	75	1284.50	38.00	79.70	73	45	938.00	22.00	77.20
34	75	1342.50	42.00	75.40	74	45	1031.50	26.00	77.00
35	70	631.00	14.00	81.40	75	45	1128.00	30.00	75.20
36	70	788.00	18.00	86.40	76	45	1200.00	34.00	72.40
37	70	913.00	22.00	88.90	77	40	817.50	18.00	71.60
38	70	1022.00	26.00	89.50	78	40	937.50	22.00	73.00
39	70	1123.70	30.00	87.50	79	40	1032.00	26.00	72.90
40	70	1210.00	34.00	83.90	80	40	1127.00	30.00	71.40

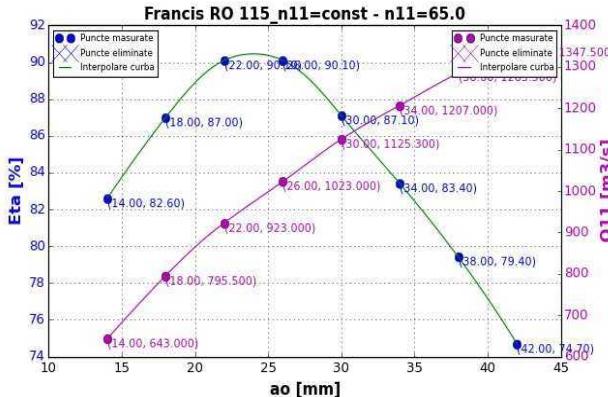


Fig. 6.82 Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=65$

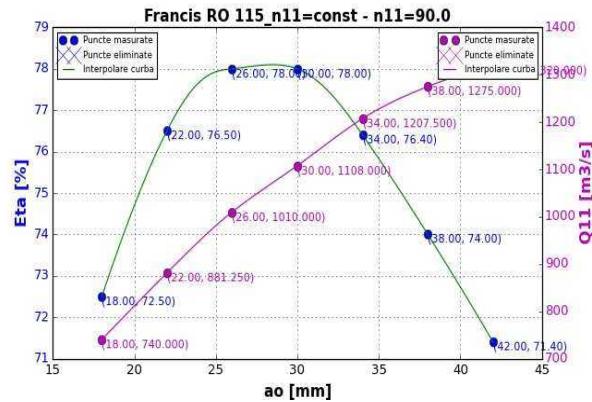


Fig. 6.83 Curbe 2D $\eta = f(a_o)$ și $Q_{11} = f(a_o)$ la $n_{11}=90$

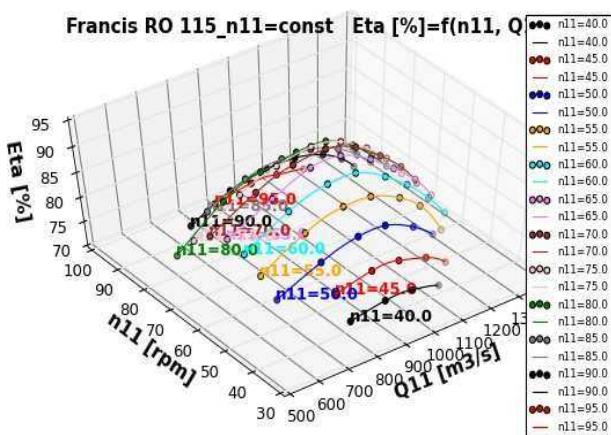


Fig. 6.84 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=const.$

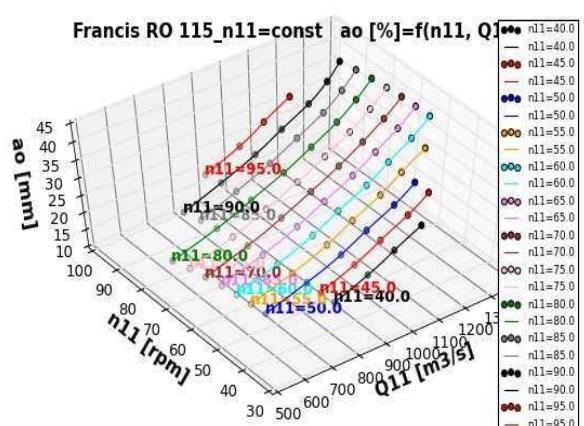


Fig. 6.85 Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la $n_{11}=const.$

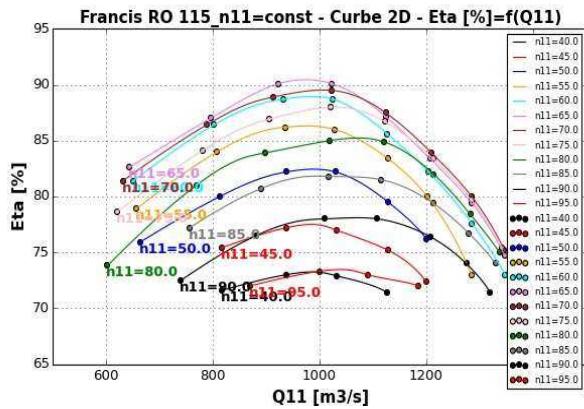


Fig. 6.86 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$
la $n_{11} = \text{const.}$

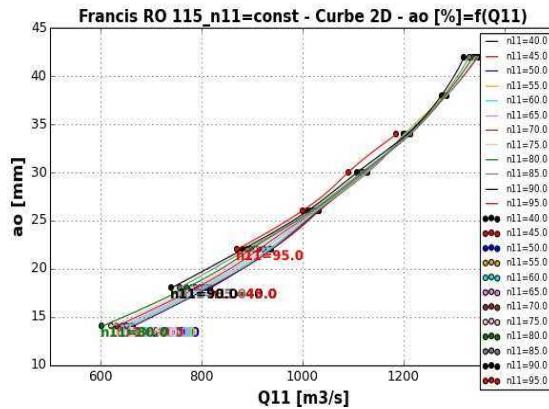


Fig. 6.87 Curbe 2D $a_0 = f(Q_{11})$
la $n_{11} = \text{const.}$

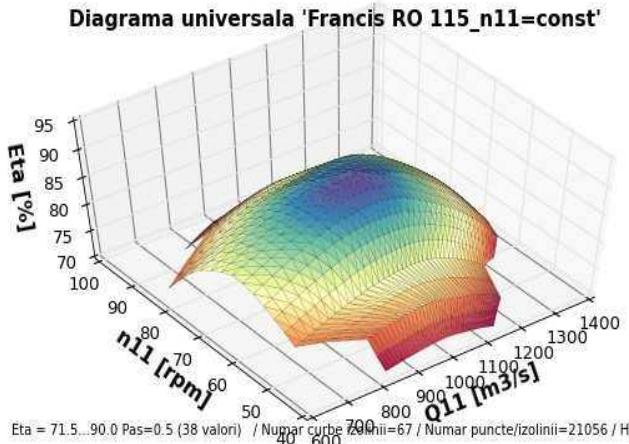


Fig. 6.88 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $n_{11} = \text{const.}$

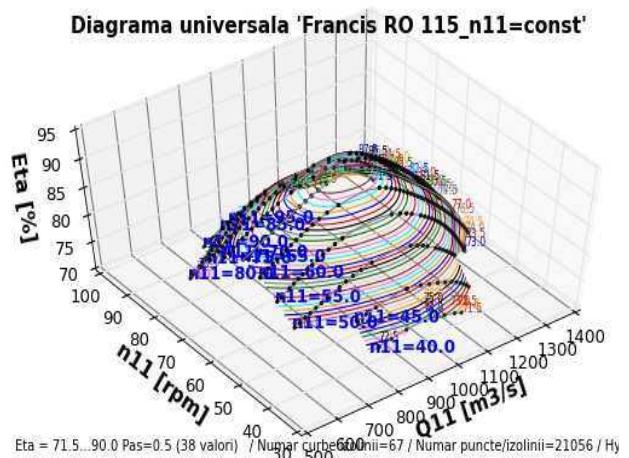


Fig. 6.89 Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $n_{11} = \text{const.}$

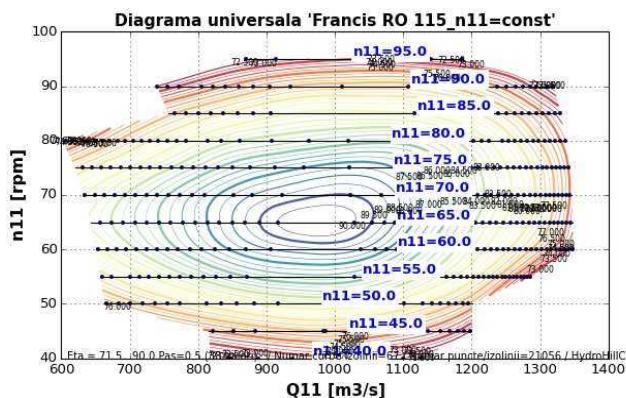
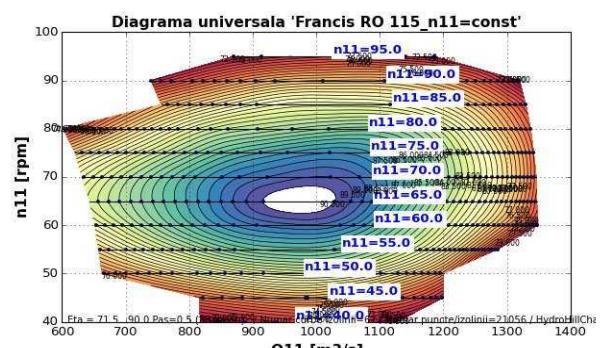


Fig. 6.90 Caracteristica universală pentru rotorul Francis RO 115 la $n_{11} = \text{const.}$



Rezultatele numerice și grafice pentru rotorul Francis RO 115 pot fi exportate într-un fișier Excel, care conține filele **Date măsurate**, figura 6.91, **Intersecții**, figura 6.92 respectiv **HillChart**, figura 6.93.

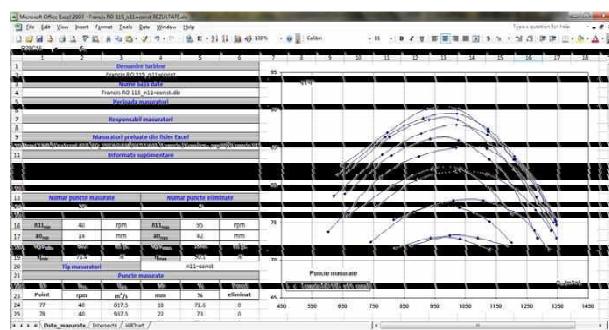


Fig. 6.91 Foaia Date măsurate din fișierul Excel - rotor Francis RO 115

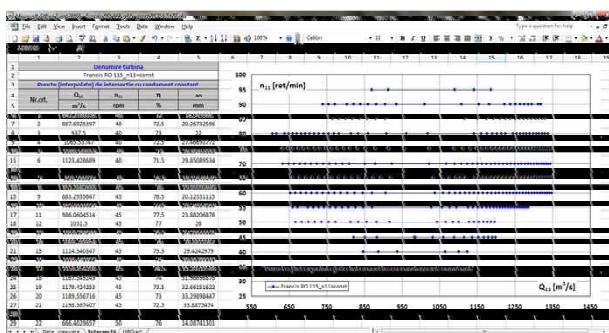


Fig. 6.92 Foaia Intersecții din fișierul Excel - rotor Francis RO 115

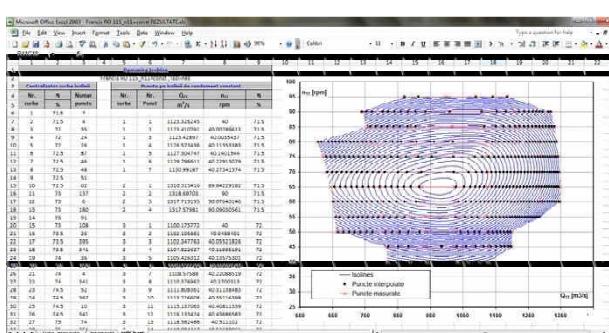


Fig. 6.93 Foaia HillChart din fișierul Excel - rotor Francis RO 115

Compararea diagramelor. Comparând caracteristica universală din literatura de specialitate pentru rotorul RO115 cu cea rezultată din prelucrarea acesteia utilizând aplicația, se observă o suprapunere foarte bună între cele două diagrame [59].

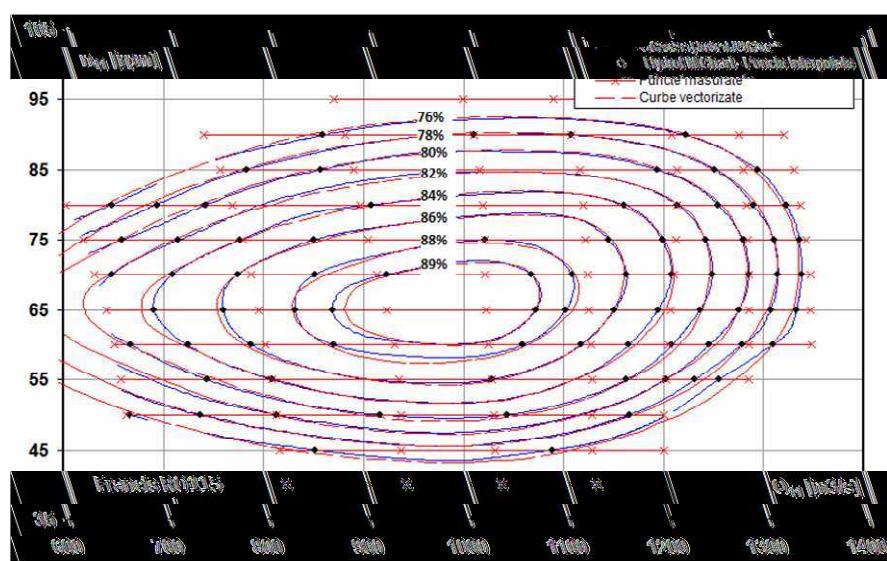


Fig. 6.94 Compararea caracteristicilor universale pentru rotorul Francis RO115

6.4 Concluzii

În lucrare este prezentată aplicația **HydroHillChart** - Modulul Francis, o aplicație complexă care permite calculul caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Francis. Calculul caracteristicii universale se poate face pentru două variante de seturi de date de intrare, funcție de mărimea considerată ca parametru constant pe baza căruia s-au efectuat măsurările: $a_0=\text{const.}$ sau $n_{11}=\text{const.}$ Aplicația oferă un set variat de instrumente pentru vizualizarea grafică a dependențelor funcționale specifice unei turbine Francis: calculul caracteristicii universale, a curbelor/punctelor de intersecție cu n_{11}/Q_{11} , exportul rezultatelor în programe uzuale: Excel, Word, PDF. Compararea a două caracteristici obținute pentru același set de date de intrare validează modalitățile de interpolare utilizate.

În lucrare sunt prezentate caracteristicile universale pentru patru modele de rotoare de tip Francis determinate cu aplicația **HydroHillChart**. Această aplicație complexă permite, pe lângă vizualizarea caracteristicii universale a rotorului încercat, vizualizarea independentă a curbelor de interpolare $\eta = f(n_{11})$ și $Q_{11} = f(n_{11})$ pentru fiecare deschidere $a_0=\text{const.}$ a aparatului director, a diagramei ce conține curbele de interpolare la toate deschiderile aparatului director, a curbei înfășurătoare a randamentelor maxime, a curbelor $\eta = f(a_o)$ și $\eta = f(Q_{11})$ dar și a punctelor de intersecție obținute pentru o valoare constantă a turăției dublu unitare n_{11} .

Rezultatul aplicației constă în reducerea timpului de generare a diagramei universale pentru modele de turbine Francis și la eliminarea subiectivității la calcul acesteia.

Cap. 7 CALCUL DIAGRAMĂ UNIVERSALĂ PENTRU TURBINELE DE TIP KAPLAN

7.1 Generalități

Turbina de tip Kaplan are paletele aparatului director și ale rotorului mobile în timpul funcționării și funcționează pe baza unei corelații optime între deschiderea paletelor aparatului director "a_o" și a poziției paletelor rotorului "φ" [93].

În acest capitol este prezentată aplicația **HydroHillChart – Modulul Kaplan**, destinată calculului caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Kaplan, prin prelucrarea datelor măsurate pe stand [23], [30], [70], [55], [53]. De asemenea, sunt descrise interfața și meniul aferente Modului Kaplan al aplicației, sunt prezentate grafic datele de intare și sunt calculate caracteristicile elicoidale pentru fiecare poziție "φ" a paletelor rotorului, obținându-se în final caracteristica universală pentru modelul de rotor Kaplan încercat.

Caracteristica universală stă la baza determinării corelației optime între deschiderea paletelor aparatului director și poziția paletelor rotorului [93].

Aplicația **HydroHillChart - Modulul Kaplan** este un instrument informatic specializat în obținerea caracteristicii universale, utilizând funcțiile spline cubice de interpolare, iar pe baza măsurătorilor efectuate pe mai multe modele de turbine Kaplan se poate constitui o bibliotecă computerizată utilizabilă la proiectarea turbinelor industriale de tip Kaplan [23], [30], [70], [55], [53].

7.2 Modulul Kaplan. Prezentare generală.

Opțiunea **Turbina Kaplan** al aplicației **HydroHillChart** [cch], din meniul principal afișează o fereastră cu interfață specifică modulului Kaplan, figura 7.1, care este compusă din bara de instrumente, tabelul datelor măsurate denumit **Puncte măsurate** și tabelul denumit **Puncte de intersecție cu randament constant**.

În tabelul **Puncte măsurate** sunt încărcate datele măsurate pentru un model de rotor, iar în tabelul **Puncte de intersecție cu randament constant** aplicația depune valorile rezultate în urma intersecțiilor curbelor primare cu randament constant.

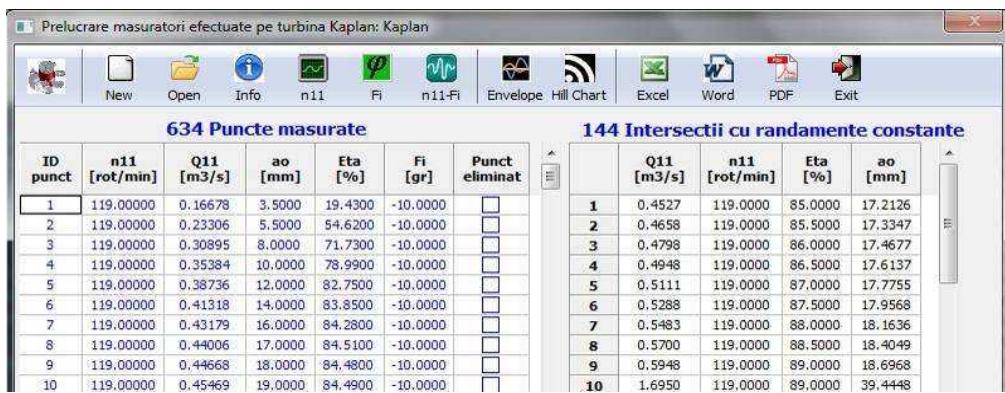


Fig. 7.1 Interfața modulului Kaplan

Datele de intrare sunt preluate din Excel și depuse în tabelul **Puncte măsurate**, prin completarea următoarelor câmpuri:

- **ID punct** - reprezintă numărul curent al punctului măsurat;
- **n₁₁ [rot/min]** - reprezintă turația unitară;
- **Q₁₁ [m³/s]** - reprezintă debitul unitar;
- **a_o [mm]** - reprezintă deschiderea aparatului director;
- **η [%]** - reprezintă randamentul;
- **φ [grd]** - reprezintă poziția paletelor rotorului;
- **Punct eliminat** - permite eliminarea unui punct măsurat, prin bifarea unui control de tip **Check Box**.

Datele primare pentru rotorul Kaplan sunt prezentate în **tabelul 7.1**.

Tabel 7.1 Datele primare pentru rotorul Kaplan

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
1	119	0.1668	3.5	19.43	-10	266	133	1.3488	48	85.11	5
2	119	0.2331	5.5	51.62	-10	267	133	1.2783	33	89.92	7.5
3	119	0.3090	8	71.73	-10	268	133	1.2941	33.5	90.83	7.5
4	119	0.3538	10	78.99	-10	269	133	1.3015	34	91.13	7.5
5	119	0.3874	12	82.75	-10	270	133	1.3098	34.5	91.25	7.5
6	119	0.4132	14	83.85	-10	271	133	1.3119	34.5	91.24	7.5
7	119	0.4318	16	84.28	-10	272	133	1.3156	34.8	91.17	7.5
8	119	0.4467	18	84.48	-10	273	133	1.3231	35.3	90.92	7.5
9	119	0.4547	19	84.49	-10	274	133	1.3285	35.5	90.75	7.5
10	119	0.4621	20	84.18	-10	275	133	1.3425	36.5	90.31	7.5
11	119	0.4845	24	82.98	-10	276	133	1.0801	24	67.59	10
12	119	0.5025	28	81.55	-10	277	133	1.2157	28	78.19	10
13	119	0.5255	36	78.71	-10	278	133	1.3342	32	85.79	10
14	119	0.2423	5	15.40	-5	279	133	1.3798	34	88.13	10
15	119	0.3356	7.4	45.66	-5	280	133	1.4097	35	89.58	10

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
16	119	0.4836	12	74.85	-5	281	133	1.4311	36	90.55	10
17	119	0.5702	16	85.15	-5	282	133	1.4349	36.3	90.74	10
18	119	0.5881	17	86.72	-5	283	133	1.4395	36.5	90.87	10
19	119	0.6034	18	87.77	-5	284	133	1.4461	36.7	90.92	10
20	119	0.6112	18.5	88.21	-5	285	133	1.4498	37	90.90	10
21	119	0.6224	19	88.53	-5	286	133	1.4610	37.5	90.76	10
22	119	0.6332	20	88.34	-5	287	133	1.4693	38	90.60	10
23	119	0.6551	22	87.92	-5	288	133	1.4833	39	90.30	10
24	119	0.6737	24	87.58	-5	289	133	1.4982	40	89.97	10
25	119	0.6932	26	87.16	-5	290	133	1.5280	42	89.21	10
26	119	0.7110	28	86.54	-5	291	133	1.6063	48	87.02	10
27	119	0.7370	32	85.16	-5	292	133	1.6483	52	85.64	10
28	119	0.7799	40	82.73	-5	293	133	1.3052	28	64.21	15
29	119	0.8040	48	80.18	-5	294	133	1.4665	32	75.95	15
30	119	0.7607	20	86.11	0	295	133	1.5934	36	83.44	15
31	119	0.8025	22	88.48	0	296	133	1.6525	38	86.00	15
32	119	0.8216	23	89.76	0	297	133	1.7075	40	87.84	15
33	119	0.8290	23.3	90.22	0	298	133	1.7512	42	88.82	15
34	119	0.8338	23.5	90.50	0	299	133	1.7635	42.5	88.97	15
35	119	0.8402	24	90.34	0	300	133	1.7699	43	88.98	15
36	119	0.8508	25	90.02	0	301	133	1.7837	43.5	88.92	15
37	119	0.8657	26	89.68	0	302	133	1.7934	44	88.86	15
38	119	0.8911	28	88.95	0	303	133	1.8024	44.5	88.79	15
39	119	0.9380	32	87.64	0	304	133	1.8184	45.5	88.66	15
40	119	0.9746	36	86.53	0	305	133	1.8296	46	88.57	15
41	119	1.0031	40	85.53	0	306	133	1.8434	47	88.43	15
42	119	1.0552	48	83.21	0	307	133	1.8632	48	88.17	15
43	119	0.9610	24	87.01	5	308	133	1.8943	50	87.64	15
44	119	1.0056	26	89.26	5	309	133	1.9218	52	86.96	15
45	119	1.0168	26.5	89.86	5	310	133	1.9765	56	84.89	15
46	119	1.0311	27	90.62	5	311	133	2.0213	60	82.03	15
47	119	1.0354	27.3	90.87	5	312	133	1.5262	32	71.04	17.5
48	119	1.0398	27.5	91.05	5	313	133	1.6755	36	79.23	17.5
49	119	1.0435	27.6	91.16	5	314	133	1.7352	38	82.17	17.5
50	119	1.0466	27.8	91.06	5	315	133	1.7975	40	84.58	17.5
51	119	1.0503	28	91.00	5	316	133	1.8511	42	86.05	17.5
52	119	1.0652	29	90.61	5	317	133	1.9019	44	86.98	17.5
53	119	1.0801	30	90.24	5	318	133	1.9231	45	87.10	17.5
54	119	1.1106	32	89.46	5	319	133	1.9343	45.5	87.07	17.5
55	119	1.1614	36	88.12	5	320	133	1.9467	46	86.98	17.5
56	119	1.2068	40	86.83	5	321	133	1.9666	47	86.79	17.5
57	119	1.2448	44	85.64	5	322	133	1.9840	48	86.57	17.5
58	119	1.2783	48	84.49	5	323	133	2.0225	50	85.81	17.5

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
59	119	1.1302	28.5	89.52	7.5	324	133	2.0535	52	85.05	17.5
60	119	1.1436	29	90.30	7.5	325	133	2.0983	55	83.47	17.5
61	119	1.1592	29.5	91.03	7.5	326	133	2.1657	60	80.90	17.5
62	119	1.1636	29.8	91.19	7.5	327	145	0.2452	5.4	21.91	-10
63	119	1.1666	30	91.30	7.5	328	145	0.3201	8	49.66	-10
64	119	1.1711	30.3	91.22	7.5	329	145	0.3727	10	64.35	-10
65	119	1.1778	30.5	91.02	7.5	330	145	0.4166	12	73.18	-10
66	119	1.1934	31.5	90.48	7.5	331	145	0.4467	14	77.95	-10
67	119	1.0514	24	77.41	10	332	145	0.4693	16	81.06	-10
68	119	1.1778	28	85.78	10	333	145	0.4805	17	82.36	-10
69	119	1.2343	30	89.07	10	334	145	0.4913	18	83.06	-10
70	119	1.2640	31	90.41	10	335	145	0.4988	19	83.24	-10
71	119	1.2714	31.4	90.70	10	336	145	0.5069	20	82.92	-10
72	119	1.2797	31.7	91.04	10	337	145	0.5177	22	82.34	-10
73	119	1.2929	32.3	91.09	10	338	145	0.5509	28	80.32	-10
74	119	1.2967	32.5	91.03	10	339	145	0.5773	36	78.53	-10
75	119	1.3012	32.8	90.98	10	340	145	0.6075	16	73.06	-5
76	119	1.3041	33	90.91	10	341	145	0.6493	18	79.49	-5
77	119	1.3235	34	90.44	10	342	145	0.6858	20	83.67	-5
78	119	1.3578	36	89.71	10	343	145	0.7156	22	86.06	-5
79	119	1.4193	40	88.05	10	344	145	0.7272	23	86.75	-5
80	119	1.5196	48	85.19	10	345	145	0.7421	24	87.43	-5
81	119	1.5567	52	83.84	10	346	145	0.7449	24.5	87.53	-5
82	119	1.2778	28	75.20	15	347	145	0.7538	25	87.79	-5
83	119	1.4235	32	84.64	15	348	145	0.7575	25.5	87.78	-5
84	119	1.4889	34	87.96	15	349	145	0.7650	26	87.65	-5
85	119	1.5412	36	89.41	15	350	145	0.7822	28	87.06	-5
86	119	1.5645	37	89.70	15	351	145	0.8130	32	85.51	-5
87	119	1.5859	38	89.79	15	352	145	0.8620	40	82.82	-5
88	119	1.5981	38.5	89.70	15	353	145	0.8919	48	80.95	-5
89	119	1.6073	39	89.60	15	354	145	0.8132	20	74.86	0
90	119	1.6270	40	89.32	15	355	145	0.9060	24	83.15	0
91	119	1.6456	41	88.88	15	356	145	0.9419	26	85.68	0
92	119	1.6616	42	88.51	15	357	145	0.9759	28	87.61	0
93	119	1.6968	44	87.64	15	358	145	0.9945	29	88.60	0
94	119	1.7624	48	85.98	15	359	145	1.0093	30	89.59	0
95	119	1.8124	52	84.87	15	360	145	1.0137	30.3	89.86	0
96	119	1.4871	32	80.78	17.5	361	145	1.0167	30.5	89.95	0
97	119	1.6236	36	86.82	17.5	362	145	1.0242	31	89.63	0
98	119	1.6756	38	88.10	17.5	363	145	1.0329	32	89.17	0
99	119	1.7016	39	88.40	17.5	364	145	1.0434	33	88.68	0
100	119	1.7261	40	88.44	17.5	365	145	1.0724	36	87.43	0
101	119	1.7473	41	88.44	17.5	366	145	1.1088	40	86.03	0

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
102	119	1.7696	42	88.15	17.5	367	145	1.1622	48	83.78	0
103	119	1.8068	44	87.64	17.5	368	145	1.0162	24	72.27	5
104	119	1.8477	46	86.82	17.5	369	145	1.1272	28	81.92	5
105	119	1.8788	48	86.02	17.5	370	145	1.1748	30	85.23	5
106	119	1.9394	52	83.95	17.5	371	145	1.2127	32	87.37	5
107	119	2.0410	60	79.33	17.5	372	145	1.2529	34	89.40	5
108	126	0.1853	4	20.68	-10	373	145	1.2640	34.5	90.06	5
109	126	0.2525	5.9	49.01	-10	374	145	1.2714	35	90.57	5
110	126	0.3117	8	67.51	-10	375	145	1.2752	35.2	90.70	5
111	126	0.3569	10	76.23	-10	376	145	1.2781	35.5	90.67	5
112	126	0.3938	12	81.19	-10	377	145	1.2810	35.8	90.61	5
113	126	0.4198	14	83.54	-10	378	145	1.2871	36	90.44	5
114	126	0.4424	16	84.41	-10	379	145	1.3004	37	89.97	5
115	126	0.4570	18	84.45	-10	380	145	1.3123	38	89.56	5
116	126	0.4719	20	84.18	-10	381	145	1.3338	40	88.91	5
117	126	0.4975	24	82.98	-10	382	145	1.3793	44	87.44	5
118	126	0.5130	28	81.84	-10	383	145	1.4156	48	86.13	5
119	126	0.5387	36	79.29	-10	384	145	1.0964	24	54.27	10
120	126	0.5803	16	82.96	-5	385	145	1.2471	28	69.17	10
121	126	0.6146	18	85.97	-5	386	145	1.3752	32	79.14	10
122	126	0.6332	19	87.27	-5	387	145	1.4759	36	85.03	10
123	126	0.6402	19.5	87.69	-5	388	145	1.5243	38	87.71	10
124	126	0.6485	20	88.12	-5	389	145	1.5449	39	88.80	10
125	126	0.6551	20.5	88.30	-5	390	145	1.5588	39.5	89.54	10
126	126	0.6696	22	88.05	-5	391	145	1.5663	40	89.81	10
127	126	0.6923	24	87.42	-5	392	145	1.5765	40.5	89.98	10
128	126	0.7268	28	86.28	-5	393	145	1.5859	41	89.98	10
129	126	0.7556	32	85.01	-5	394	145	1.5934	41.5	89.91	10
130	126	0.7966	40	82.64	-5	395	145	1.6019	42	89.78	10
131	126	0.8264	48	80.63	-5	396	145	1.6175	43	89.54	10
132	126	0.7739	20	83.85	0	397	145	1.6324	44	89.23	10
133	126	0.8215	22	87.52	0	398	145	1.6830	48	87.98	10
134	126	0.8401	23	88.68	0	399	145	1.7304	52	86.80	10
135	126	0.8551	24	89.57	0	400	145	1.3384	28	50.80	15
136	126	0.8625	24.5	89.93	0	401	145	1.5011	32	65.77	15
137	126	0.8737	25	90.36	0	402	145	1.6429	36	75.58	15
138	126	0.8849	25.7	90.36	0	403	145	1.7598	40	81.59	15
139	126	0.8892	26.1	90.31	0	404	145	1.8147	42	84.04	15
140	126	0.9148	28	89.76	0	405	145	1.8644	44	85.48	15
141	126	0.9590	32	88.40	0	406	145	1.9067	46	86.16	15
142	126	0.9982	36	87.12	0	407	145	1.9441	48	86.42	15
143	126	1.0306	40	85.95	0	408	145	1.9628	49	86.49	15
144	126	1.0798	48	83.87	0	409	145	1.9740	49.5	86.50	15

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
145	126	0.9771	24	84.36	5	410	145	1.9827	50	86.48	15
146	126	1.0225	26	86.79	5	411	145	1.9890	50.5	86.42	15
147	126	1.0666	28	89.21	5	412	145	1.9964	51	86.33	15
148	126	1.0791	28.5	90.03	5	413	145	2.0051	51.5	86.20	15
149	126	1.0903	29	90.81	5	414	145	2.0151	52	86.06	15
150	126	1.0947	29.3	91.13	5	415	145	2.0288	53	85.84	15
151	126	1.0978	29.4	91.24	5	416	145	2.0587	55	85.14	15
152	126	1.1090	30	90.94	5	417	145	2.1249	60	82.87	15
153	126	1.1239	31	90.50	5	418	145	1.5567	32	58.59	17.5
154	126	1.1396	32	90.01	5	419	145	1.7165	36	70.48	17.5
155	126	1.1665	34	89.22	5	420	145	1.8528	40	78.36	17.5
156	126	1.1919	36	88.50	5	421	145	1.9134	42	80.92	17.5
157	126	1.2352	40	87.28	5	422	145	1.9741	44	82.93	17.5
158	126	1.2778	44	86.00	5	423	145	2.0212	46	83.92	17.5
159	126	1.3106	48	85.04	5	424	145	2.0696	48	84.58	17.5
160	126	1.2090	31	90.21	7.5	425	145	2.0906	49	84.80	17.5
161	126	1.2299	31.8	91.34	7.5	426	145	2.0992	49.5	84.86	17.5
162	126	1.2350	32	91.42	7.5	427	145	2.1090	50	84.91	17.5
163	126	1.2388	32.3	91.36	7.5	428	145	2.1191	50.5	84.85	17.5
164	126	1.2440	32.5	91.19	7.5	429	145	2.1289	51	84.76	17.5
165	126	1.2515	33	90.95	7.5	430	145	2.1461	52	84.52	17.5
166	126	1.2664	34	90.54	7.5	431	145	2.1813	54	83.77	17.5
167	126	1.0628	24	72.87	10	432	145	2.2297	57	82.34	17.5
168	126	1.1978	28	83.01	10	433	145	2.2738	60	80.63	17.5
169	126	1.3082	32	88.91	10	434	170	0.3425	8	26.39	-10
170	126	1.3351	33	90.17	10	435	170	0.3948	10	43.71	-10
171	126	1.3463	33.5	90.70	10	436	170	0.4430	12	56.84	-10
172	126	1.3575	34	91.09	10	437	170	0.5075	15.9	72.56	-10
173	126	1.3658	34.3	91.21	10	438	170	0.5289	18	76.40	-10
174	126	1.3678	34.5	91.22	10	439	170	0.5411	19	77.94	-10
175	126	1.3715	34.8	91.21	10	440	170	0.5509	20	78.80	-10
176	126	1.3761	35	91.18	10	441	170	0.5590	21	79.29	-10
177	126	1.3836	35.5	91.06	10	442	170	0.5669	22	79.52	-10
178	126	1.3948	36	90.82	10	443	170	0.5777	24	79.10	-10
179	126	1.4255	38	89.98	10	444	170	0.5892	26	78.46	-10
180	126	1.4572	40	89.11	10	445	170	0.5997	28	77.76	-10
181	126	1.5616	48	86.25	10	446	170	0.6295	36	75.69	-10
182	126	1.6009	52	85.12	10	447	170	0.6460	16	55.52	-5
183	126	1.2949	28	70.82	15	448	170	0.7361	20	71.73	-5
184	126	1.4452	32	80.81	15	449	170	0.8033	24	80.43	-5
185	126	1.5700	36	87.53	15	450	170	0.8295	26	82.81	-5
186	126	1.5971	37	88.61	15	451	170	0.8524	28	84.34	-5
187	126	1.6212	38	89.24	15	452	170	0.8743	30	85.49	-5

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
188	126	1.6436	39	89.51	15	453	170	0.8786	30.5	85.73	-5
189	126	1.6680	40	89.60	15	454	170	0.8818	31	85.67	-5
190	126	1.6904	41	89.51	15	455	170	0.8892	32	85.44	-5
191	126	1.7091	42	89.36	15	456	170	0.9079	34	84.63	-5
192	126	1.7165	42.5	89.29	15	457	170	0.9453	40	82.66	-5
193	126	1.7267	43	89.16	15	458	170	0.9795	48	80.15	-5
194	126	1.7416	44	88.89	15	459	170	0.8599	20	56.62	0
195	126	1.8098	48	87.40	15	460	170	0.9726	24	70.33	0
196	126	1.8635	52	86.14	15	461	170	1.0539	28	78.32	0
197	126	1.5075	32	77.35	17.5	462	170	1.1221	32	83.87	0
198	126	1.6449	36	84.03	17.5	463	170	1.1514	34	85.81	0
199	126	1.7101	38	86.49	17.5	464	170	1.1784	36	87.45	0
200	126	1.7600	40	87.78	17.5	465	170	1.1829	36.5	87.70	0
201	126	1.7882	41	88.22	17.5	466	170	1.1889	37	88.00	0
202	126	1.8031	41.5	88.36	17.5	467	170	1.1964	37.5	87.77	0
203	126	1.8120	42	88.40	17.5	468	170	1.2017	38	87.50	0
204	126	1.8220	42.5	88.37	17.5	469	170	1.2159	40	86.80	0
205	126	1.8342	43	88.30	17.5	470	170	1.2339	42	85.92	0
206	126	1.8428	43.5	88.24	17.5	471	170	1.2797	48	83.93	0
207	126	1.8540	44	88.15	17.5	472	170	1.0750	24	51.47	5
208	126	1.8751	45	87.89	17.5	473	170	1.1994	28	65.88	5
209	126	1.8937	46	87.59	17.5	474	170	1.3056	32	76.01	5
210	126	1.9283	48	86.84	17.5	475	170	1.3888	36	82.25	5
211	126	1.9939	52	84.75	17.5	476	170	1.4253	38	84.46	5
212	126	2.0979	60	80.47	17.5	477	170	1.4599	40	86.27	5
213	133	0.2052	4.5	19.60	-10	478	170	1.4777	41	87.21	5
214	133	0.2682	6.4	48.68	-10	479	170	1.4927	42	88.02	5
215	133	0.3137	8	62.47	-10	480	170	1.4964	42.2	88.17	5
216	133	0.3650	10	72.25	-10	481	170	1.4992	42.5	88.27	5
217	133	0.4033	12	78.07	-10	482	170	1.5123	43.5	88.11	5
218	133	0.4286	14	81.55	-10	483	170	1.5179	44	87.98	5
219	133	0.4507	16	84.10	-10	484	170	1.5385	46	87.33	5
220	133	0.4550	16.5	84.25	-10	485	170	1.5610	48	86.55	5
221	133	0.4621	17	84.15	-10	486	170	1.1629	24	27.78	10
222	133	0.4842	20	83.51	-10	487	170	1.3115	28	44.68	10
223	133	0.5072	24	82.43	-10	488	170	1.4610	32	60.61	10
224	133	0.5258	28	81.29	-10	489	170	1.5810	36	71.65	10
225	133	0.5523	36	79.20	-10	490	170	1.6841	40	79.01	10
226	133	0.5907	16	80.14	-5	491	170	1.7224	42	81.13	10
227	133	0.6279	18	84.20	-5	492	170	1.7692	44	83.40	10
228	133	0.6622	20	87.02	-5	493	170	1.8090	46	85.17	10
229	133	0.6758	21	87.84	-5	494	170	1.8414	48	86.27	10
230	133	0.6873	22	88.33	-5	495	170	1.8623	49	86.74	10

ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi	ID pct.	n ₁₁	Q ₁₁	a _o	η	Fi
	[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]		[rot/min]	[m ³ /s]	[mm]	[%]	[grd]
231	133	0.6943	22.5	88.49	-5	496	170	1.8686	49.5	86.80	10
232	133	0.6994	23	88.48	-5	497	170	1.8772	50	86.77	10
233	133	0.7101	24	88.25	-5	498	170	1.8884	51	86.65	10
234	133	0.7468	28	86.80	-5	499	170	1.9021	52	86.38	10
235	133	0.7755	32	85.36	-5	500	170	1.9393	55	85.25	10
236	133	0.8221	40	82.71	-5	501	170	1.9914	60	82.56	10
237	133	0.8513	48	80.82	-5	502	170	1.4084	28	21.09	15
238	133	0.7861	20	80.09	0	503	170	1.5809	32	38.73	15
239	133	0.8353	22	84.62	0	504	170	1.7444	36	55.08	15
240	133	0.8754	24	87.57	0	505	170	1.8815	40	66.43	15
241	133	0.9096	26	89.43	0	506	170	2.0002	44	74.34	15
242	133	0.9278	27	90.26	0	507	170	2.1027	48	79.24	15
243	133	0.9315	27.3	90.38	0	508	170	2.1463	50	80.66	15
244	133	0.9353	27.5	90.18	0	509	170	2.1861	52	81.59	15
245	133	0.9390	28	90.01	0	510	170	2.2250	54	82.25	15
246	133	0.9508	29	89.58	0	511	170	2.2423	55	82.46	15
247	133	0.9658	30	89.06	0	512	170	2.2540	55.5	82.54	15
248	133	0.9889	32	88.28	0	513	170	2.2601	56	82.49	15
249	133	1.0250	36	87.12	0	514	170	2.2774	57	82.26	15
250	133	1.0580	40	85.96	0	515	170	2.2938	58	82.03	15
251	133	1.1111	48	84.12	0	516	170	2.3209	60	81.57	15
252	133	0.9932	24	80.43	5	517	170	1.6240	32	23.91	17.5
253	133	1.0462	26	84.39	5	518	170	1.8129	36	46.28	17.5
254	133	1.0910	28	87.24	5	519	170	1.9765	40	60.09	17.5
255	133	1.1321	30	89.54	5	520	170	2.1113	44	69.00	17.5
256	133	1.1531	31	90.55	5	521	170	2.2264	48	74.21	17.5
257	133	1.1613	31.3	90.92	5	522	170	2.2849	50	76.09	17.5
258	133	1.1650	31.5	91.02	5	523	170	2.3298	52	77.10	17.5
259	133	1.1739	32	91.15	5	524	170	2.3733	54	77.84	17.5
260	133	1.1762	32.3	91.02	5	525	170	2.4122	56	78.32	17.5
261	133	1.1799	32.5	90.81	5	526	170	2.4325	57	78.48	17.5
262	133	1.1986	34	89.97	5	527	170	2.4528	58	78.24	17.5
263	133	1.2263	36	89.02	5	528	170	2.4669	59	78.03	17.5
264	133	1.2749	40	87.46	5	529	170	2.4887	60	77.66	17.5
265	133	1.3152	44	86.15	5						

7.2.1 Bara de instrumente a modului Kaplan

Bara de instrumente pentru modulul Kaplan este situată în partea superioară a ferestrei și include butoane de comandă marcate cu icoane specifice, figura 7.1, la fel ca și cea pentru modulul Pelton, prezentată în capitolul 5. În cadrul modulului Kaplan, bara de instrumente este prevăzută cu butoane suplimentare care îndeplinește următoarele funcții:



n11

φ

Fi

n11-Fi

Envelope

Hill

Chart

- icoana informativă pentru rotorul de tip Kaplan, fără o funcție asociată;
- vizualizarea datelor de intrare sub formă grafică: curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ respectiv curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ pentru n_{11} selectat;
- generează graficele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ și 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ pentru ϕ selectat;

- generează graficele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ și 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ pentru n_{11} și ϕ selectate;

- generează curba înfășurătoare pentru n_{11} selectat;

Envelope

- calcularea și trasarea caracteristicilor elicoidale și a caracteristicii universale pentru o serie de randamente specificate [30], [70], [55], [53];

7.2.2 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare la $n_{11}=\text{const.}$

Butonul **n₁₁** oferă posibilitatea vizualizării datelor de intrare sub formă grafică [35], [60], [63], [19], [26] pentru o valoare selectată a turației unitare, exprimată prin:

- curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $n_{11} = \text{const.}$, figura 7.2;
- curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrul $n_{11} = \text{const.}$, figura 7.3;
- curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $n_{11} = \text{const.}$, figura 7.4;
- curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la parametrul $n_{11} = \text{const.}$, figura 7.5;
- curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11} = \text{const.}$ și ϕ având pe rând valorile unghiulare ale poziției rotorului Kaplan, figurile 7.6 - 7.13.

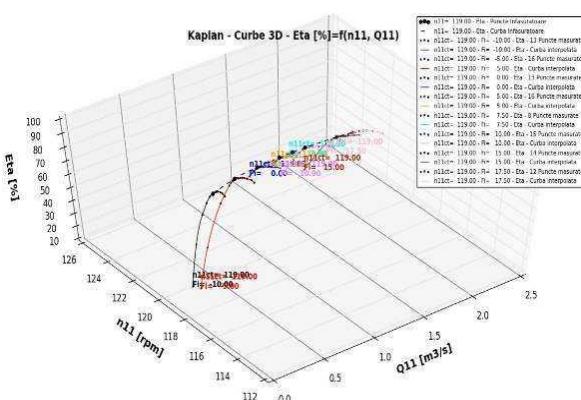


Fig. 7.2 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $n_{11}=119 \text{ rpm}$

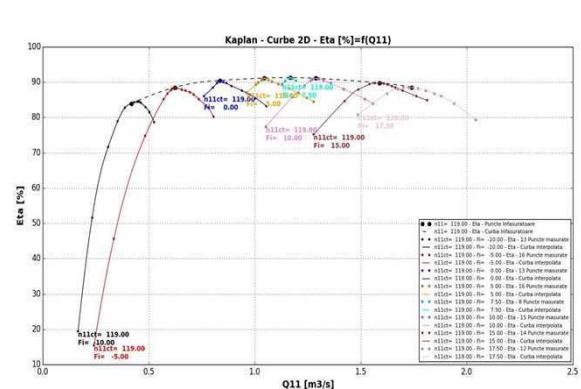
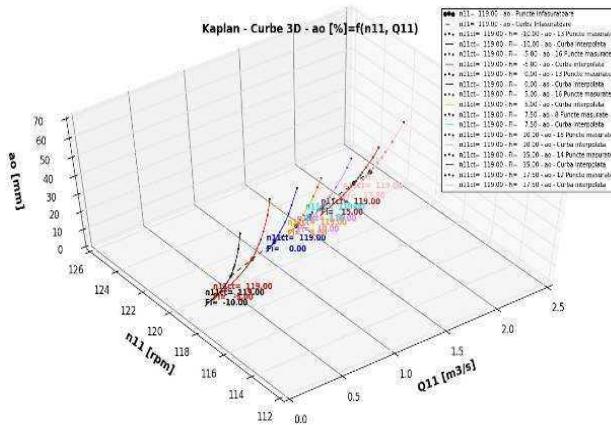
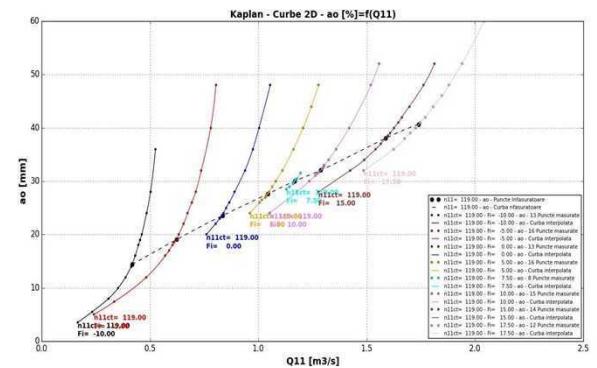


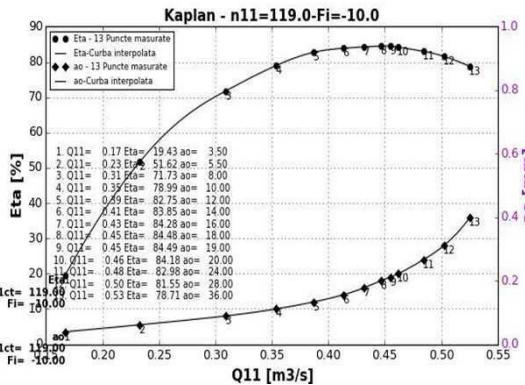
Fig. 7.3 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrul $n_{11}=119 \text{ rpm}$



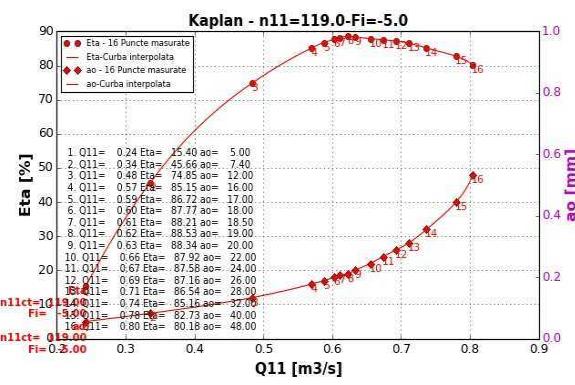
*Fig. 7.4 Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$
la parametrul $n_{11}=119$ rpm*



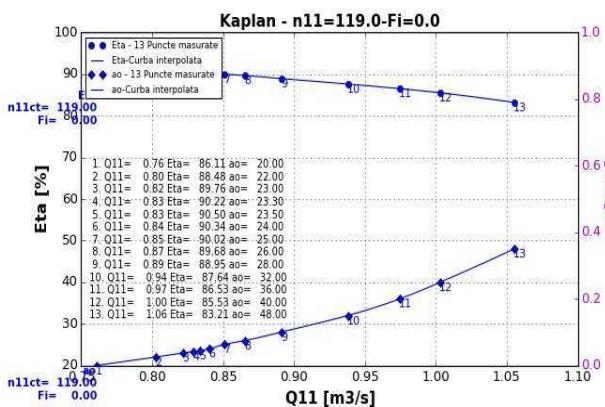
*Fig. 7.5 Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$
la parametrul $n_{11}=119$ rpm*



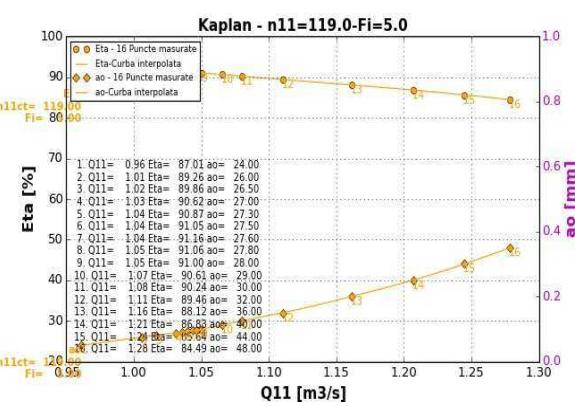
*Fig. 7.6 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$
la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi=-10.0^\circ$*



*Fig. 7.7 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$
la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi=-5.0^\circ$*



*Fig. 7.8 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$
la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi=0.0^\circ$*



*Fig. 7.9 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$
la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi=5.0^\circ$*

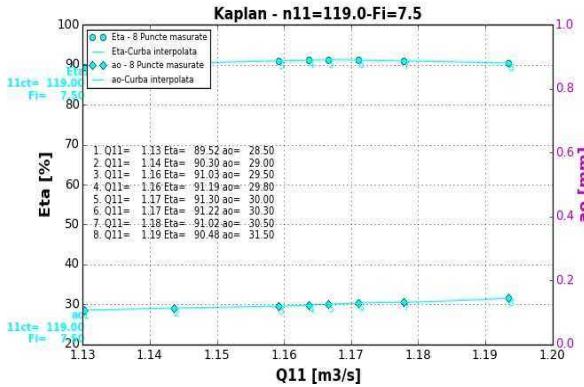


Fig. 7.10 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 7.5^\circ$

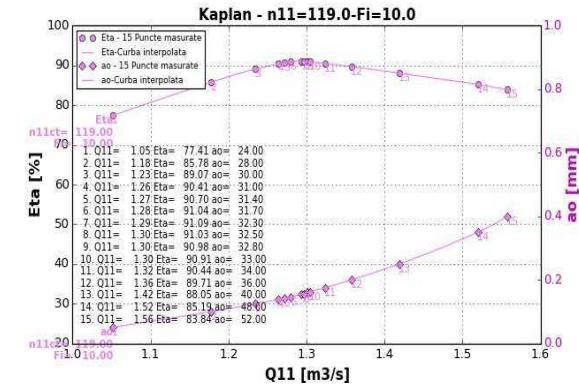


Fig. 7.11 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 10.0^\circ$

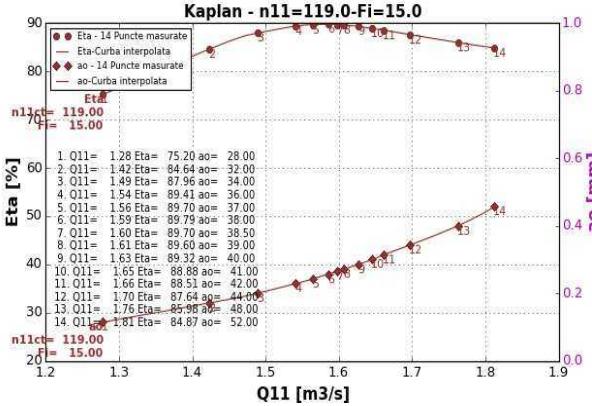


Fig. 7.12 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 15.0^\circ$

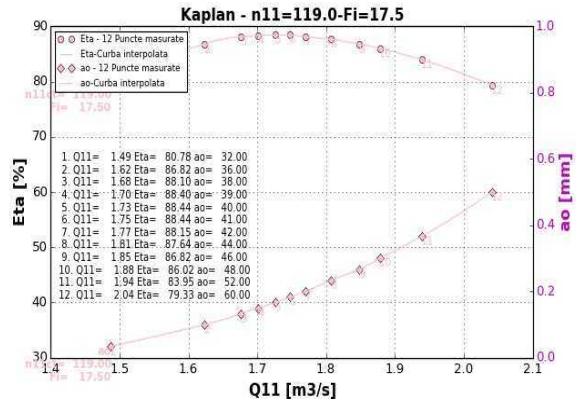


Fig. 7.13 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = 17.5^\circ$

7.2.3 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare la $\varphi = \text{const.}$

Butonul "Fi" permite selecția unei poziții φ a paletelor rotorului, pentru care se calculează curbele $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ pentru întreg domeniul de turații. Valoarea unghiului φ se introduce prin intermediul ferestrei din figura 7.14, urmată de apăsarea butonului OK. Prin confirmarea selecției poziției φ se vor calcula/trasa următoarele curbe [35], [60], [63], [19], [26]:

- curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $\varphi = \text{const.}$, figura 7.15;
- curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrul $\varphi = \text{const.}$, figura 7.16;
- curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrul $\varphi = \text{const.}$, figura 7.17;
- curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la parametrul $\varphi = \text{const.}$, figura 7.18;
- curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $\varphi = \text{const.}$ și n_{11} pentru întreg domeniul de turații, figurile 7.19 - 7.23.

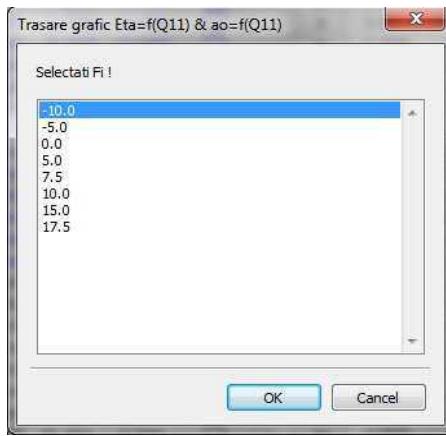


Fig. 7.14 Fereastra pentru selectarea valorii unghiulare φ

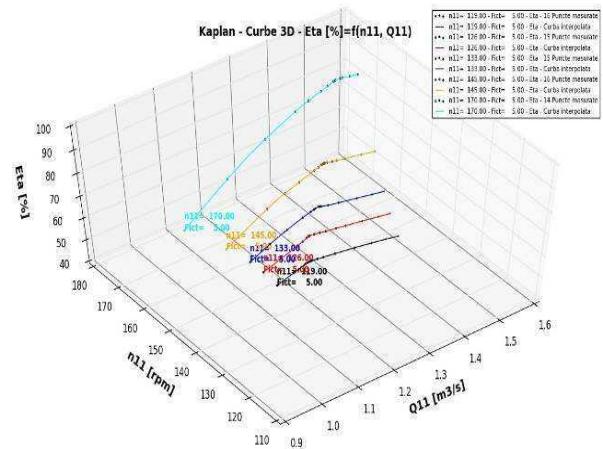


Fig. 7.15 Curbă 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la parametrul $\varphi = +5^\circ$

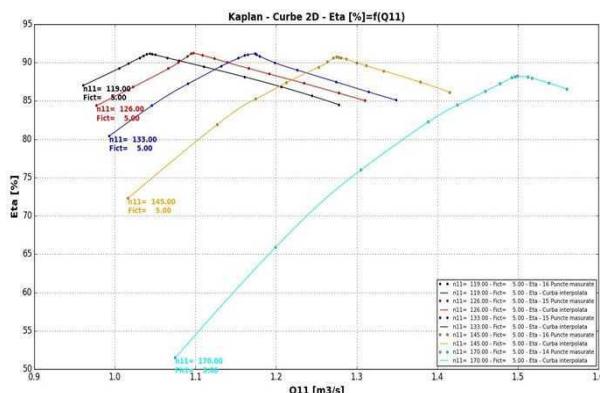


Fig. 7.16 Curbă 2D $\eta = f(Q_{11})$
la parametrul $\varphi = +5^\circ$

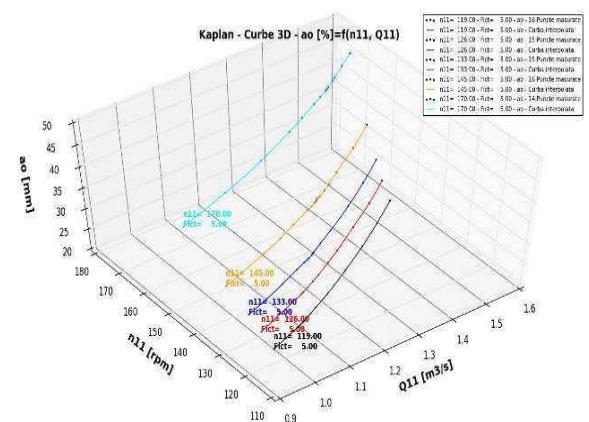


Fig. 7.17 Curbă 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$
la parametrul $\varphi = +5^\circ$

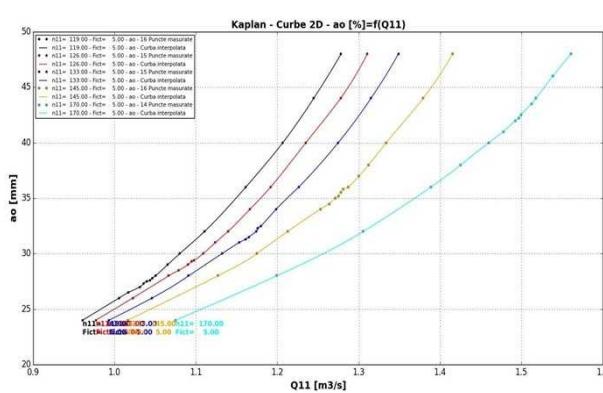


Fig. 7.18 Curbă 2D $a_o = f(Q_{11})$
la parametrul $\varphi = +5^\circ$

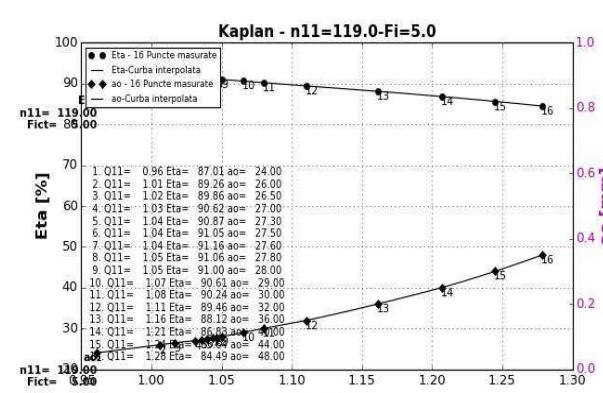


Fig. 7.19 Curbă 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$
la parametrii $\varphi = +5^\circ$ și $n_{11} = 119$ rpm

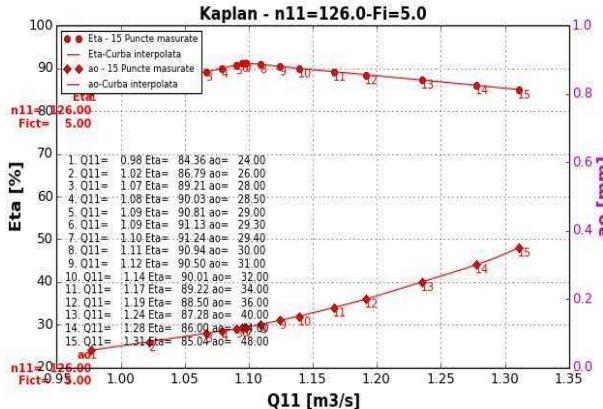


Fig. 7.20 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$

la parametrii $\phi = +5^\circ$ și $n_{11} = 126$ rpm

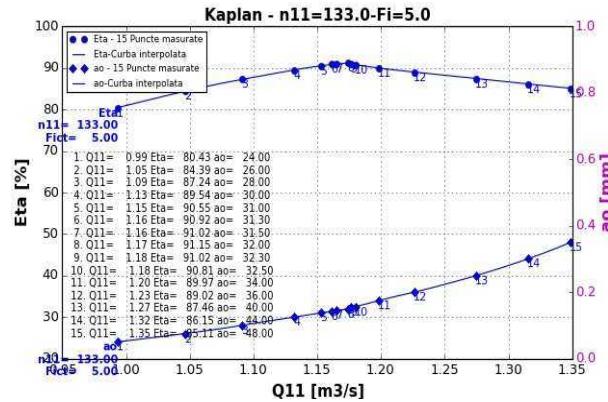


Fig. 7.21 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$

la parametrii $\phi = +5^\circ$ și $n_{11} = 133$ rpm

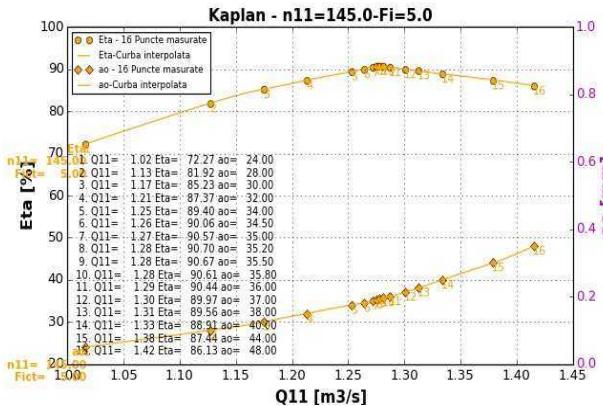


Fig. 7.22 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$

la parametrii $\phi = +5^\circ$ și $n_{11} = 145$ rpm

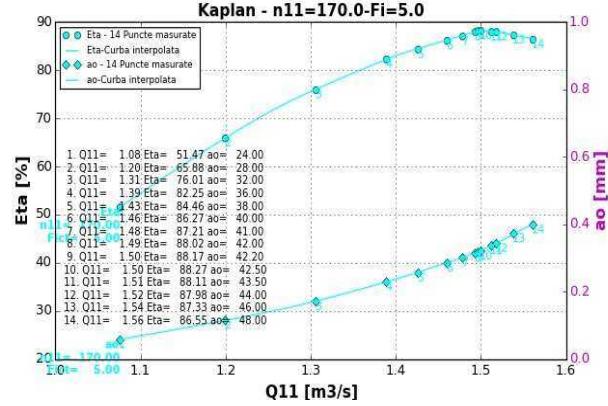


Fig. 7.23 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$

la parametrii $\phi = +5^\circ$ și $n_{11} = 170$ rpm

7.2.4 Vizualizarea grafică a măsurătorilor primare la $n_{11}/\phi = \text{const}$

Butonul "n₁₁-Fi" oferă posibilitatea selecției valorii turației unitare la o anumită poziție ϕ a paletelor rotorului, prin intermediul unui control de tip **Check Box**. Pentru valorile selectate se calculează/afisează curbele $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$. Fereastra pentru selecția valorilor, figura 7.24, permite și selecția multiplă de valori pentru parametrii n_{11} și ϕ , în acest caz pe grafic vor fi traseate / calculate atâtăea curbe câte valori au fost selectate.

În figurele 7.25 - 7.31 sunt prezentate curbele 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ și $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$, curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$, respectiv curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$, pentru fiecare dintre valorile selectate [35], [60], [63], [19], [26].

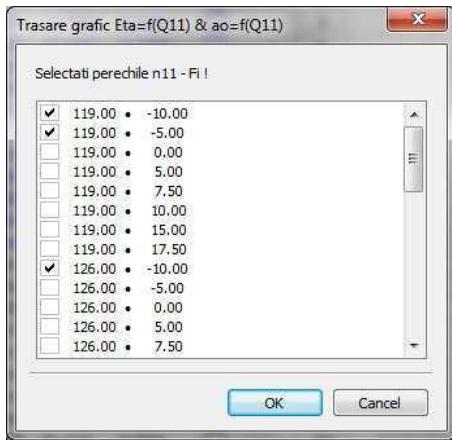


Fig. 7.24 Fereastra pentru selectarea valoriilor n_{11} și φ

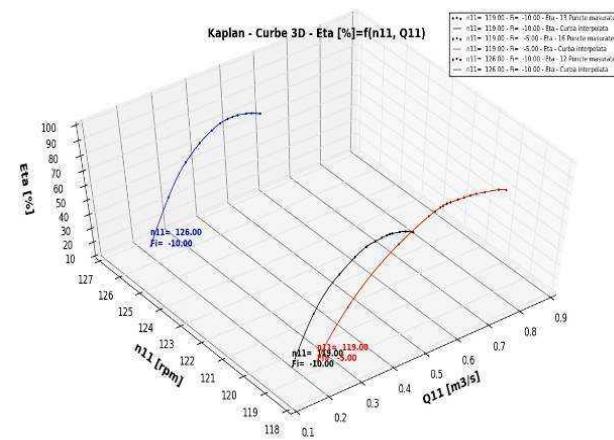


Fig. 7.25 Curbe 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați

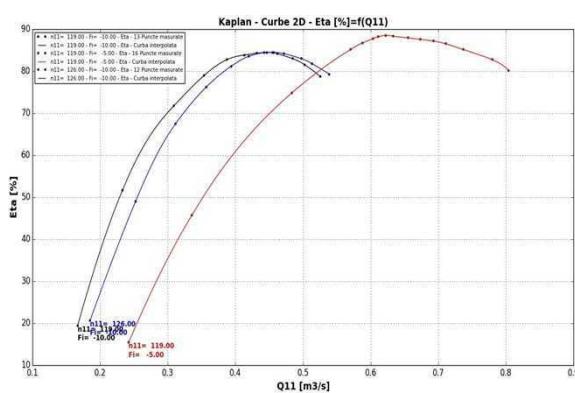


Fig. 7.26 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați

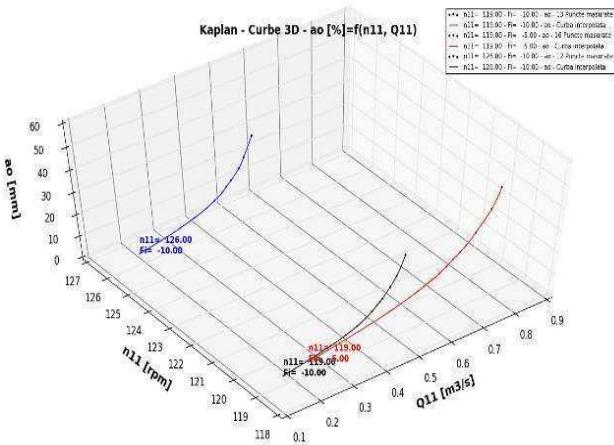


Fig. 7.27 Curbe 3D $a_o = f(n_{11}, Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați

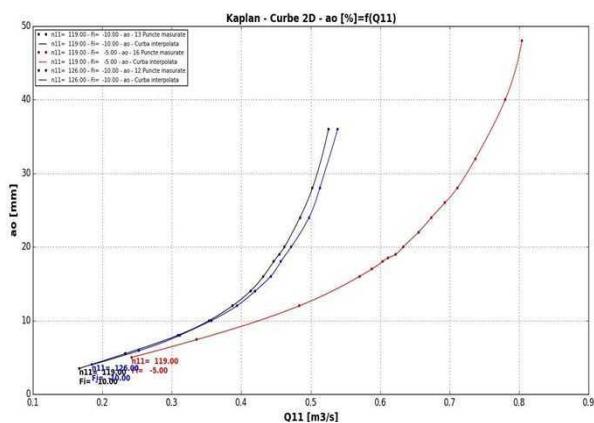


Fig. 7.28 Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii n_{11} și φ selectați

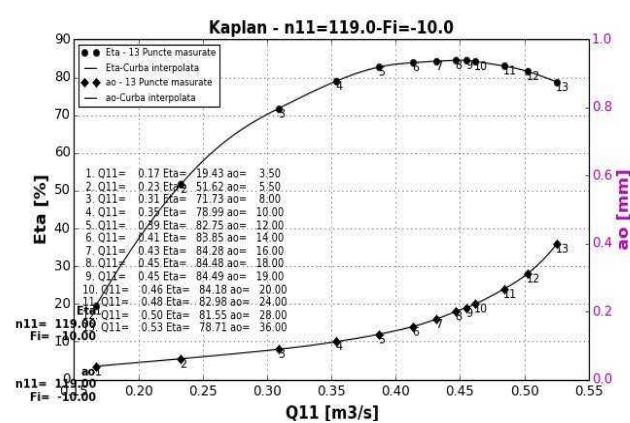


Fig. 7.29 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$ la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = -10^{\circ}$

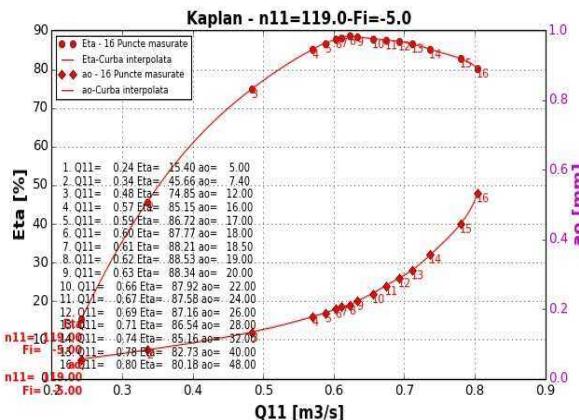


Fig. 7.30 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$

la parametrii $n_{11}=119$ rpm și $\varphi = -5^\circ$

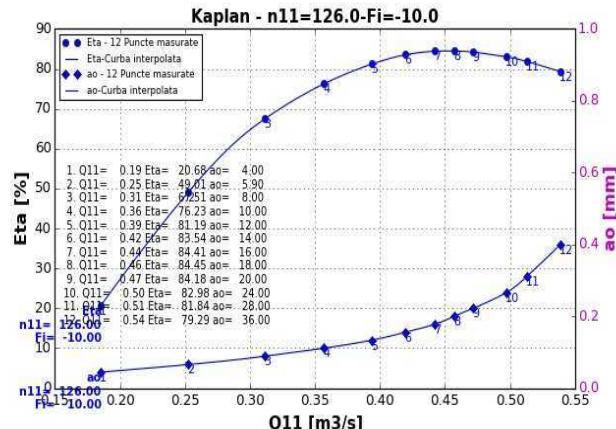


Fig. 7.31 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$ și $a_o = f(Q_{11})$

la parametrii $n_{11}=126$ rpm și $\varphi = -10^\circ$

7.2.5 Trasarea înfășurătoarei

Butonul **"Envelope"** permite trasarea curbei înfășurătoare a randamentelor pentru diversele poziții ale unghiului rotorului φ la o turătie unitară n_{11} impusă.

Pentru fiecare poziție " φ " a paletelor rotorului se trasează curbele de randament funcție de debit respectiv deschidere aparat director funcție de debit. Următoare etapă constă în trasarea curbei care înfășoară punctele maximale ale randamentelor corespunzătoare pozițiilor " φ " ale paletelor rotorului. Prin apăsarea butonului **"Envelope"** se va deschide o fereastră a cărei interfață este prezentată în figura 7.32.



Fig. 7.32 Interfață opțiunii "Envelope"

Fereastra are în partea de sus a ecranului o bară de instrumente cu butoane de comandă marcate cu icoane specifice, care realizează următoarele funcții:



Home - Revenire la vederea inițială;



Zoom - Mărire zonă selectată;

Pan - Panoramare cu click stânga apăsat, mărire/micșorare cu click dreapta apăsat;

Save - Salvare grafic în format EPS; JPG, PGF, PDF; PNG, PS; RAW, SVG, TIF;

Reset - Resetare curbă înfășurătoare;

Puncte Fi - Afisare puncte măsurate pentru unghiul φ curent;

Previous Fi - Accesare a anteriorului unghi φ ;

Next Fi - Accesare a următorului unghi φ ;

Previous POINT – Selecția anteriorului punct de pe curba $\eta = f(Q_{11})$ ca punct al înfășuratoarei pentru unghiul "φ" curent;

Next POINT - Selecția următorului punct de pe curba $\eta = f(Q_{11})$ ca punct al înfășuratoarei pentru unghiul "φ" curent;

Save / Exit - Salvare cordonate înfășurătoare în baza de date;

Cancel - Ieșire din fereastră fără salvarea coordonatelor înfășurătorii în baza de date.

În cadrul acestei ferestre este prezentată înfășurătoarea la turația unitară n_{11} selectată, unde punctul de tangență dintre curba $\eta = f(Q_{11})$ la o anumită poziție φ a paletelor rotorului și înfășurătoare este inițial calculat ca fiind maximul de pe curba de randament. Acest punct poate fi modificat prin poziționarea cursorului pe curba de randament, la poziția φ curentă, în locul unde va fi mutat punctul de intersecție dintre înfășurătoare și curba de randament. Definirea noului punct se face fie prin apăsarea butoanelor **"Previous POINT"** respectiv **"Next POINT"** sau prin apăsarea butonului central de pe mouse. Pentru a trece la următoarea sau anterioara poziție φ se utilizează butoanele **"Next FI"** respectiv **"Previous FI"**.

Calcularea caracteristicilor universale generale pentru un model de rotor Kaplan presupune determinarea înfășurătorii pentru fiecare turație unitară n_{11} în parte [30], [70], [55], [53]. În urma modificărilor efectuate asupra înfășurătorii pentru turația unitară n_{11} selectată, aceasta trebuie

salvată în baza de date a aplicației prin utilizarea butonului **"Save/Exit"**. Această operație trebuie repetată pentru toate valorile turației unitare n_{11} .

Butonul **"Reset"** permite resetarea curbei înfășurătoare la forma salvată anterior în baza de date a aplicației.

De asemenea, în cadrul acestei ferestre sunt afișate curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$, $a_o = f(Q_{11})$, $\varphi = f(Q_{11})$ respectiv înfășurătorile 2D și 3D pentru toate valorile turației unitare n_{11} .

Înfășurătoarea pentru turația $n_{11} = 119 \text{ rpm}$ este prezentată în figura 7.33. În figurile 7.34 - 7.38 sunt prezentate curbele 2D $\eta = f(Q_{11})$, $a_o = f(Q_{11})$, $\varphi = f(Q_{11})$ respectiv înfășurătorile 2D și 3D [35], [60], [63], [19], [26].

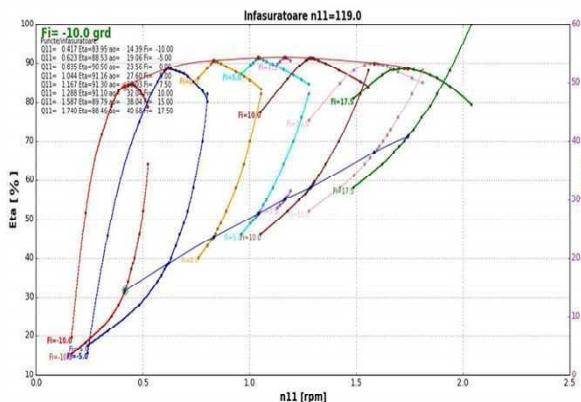


Fig. 7.33 Înfășurătoarea la $n_{11}=119 \text{ rpm}$

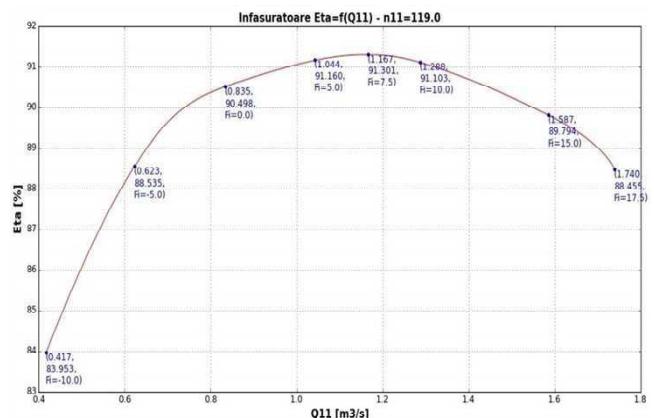


Fig. 7.34 Curbe 2D $\eta = f(Q_{11})$
la $n_{11}=119 \text{ rpm}$

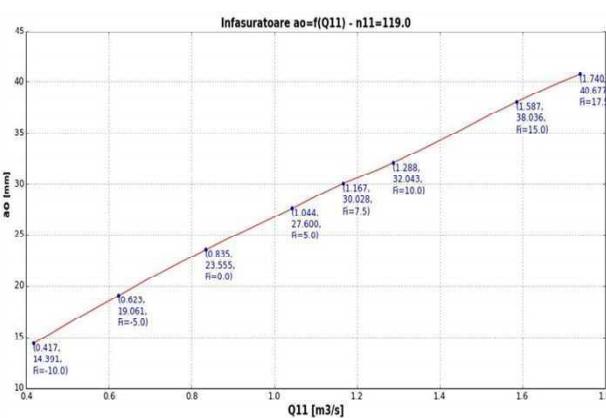


Fig. 7.35 Curbe 2D $a_o = f(Q_{11})$
la $n_{11}=119 \text{ rpm}$

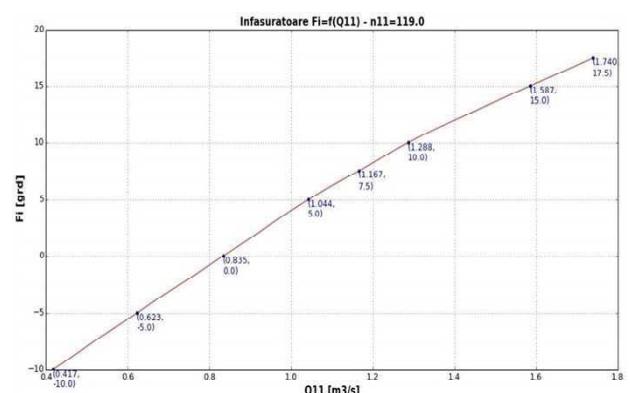


Fig. 7.36 Curbe 2D $\varphi = f(Q_{11})$
la $n_{11}=119 \text{ rpm}$

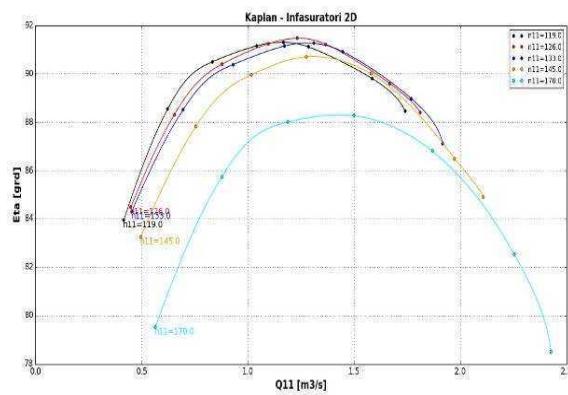


Fig. 7.37 Înfășurătorile 2D pentru rotorul Kaplan

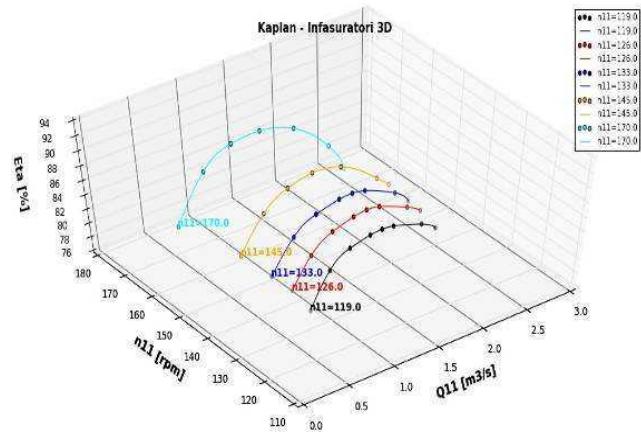


Fig. 7.38 Înfășurătorile 3D pentru rotorul Kaplan

7.2.6 Calcularea caracteristicii elicoidale/universale pentru un rotor Kaplan

Butonul **Hill Chart** permite specificarea randamentelor pentru care se dorește trasarea caracteristicii elicoidale sau universale. Prin accesarea acestui buton se va deschide o fereastră care oferă informații despre randamentele minime și maxime din baza de date curentă și permite impunerea randamentului minim și maxim, precum și pasul pentru care se va calcula și trasa caracteristica elicoidală sau universală [30], [70], [55], [53]. Tot în această fereastră, în câmpul **Valori particulare**, se pot specifica valori particulare ale randamentelor de intersecție și se poate selecta schema de culori pentru afișarea caracteristicii.

Opțiunea de a calcula caracteristica elicoidală pentru o poziție ϕ a paletelor rotorului poate fi selectată în cadrul acestei ferestre prin alegerea din câmpul **Unghi Fi** a valorii ϕ necesare, figura 7.39.

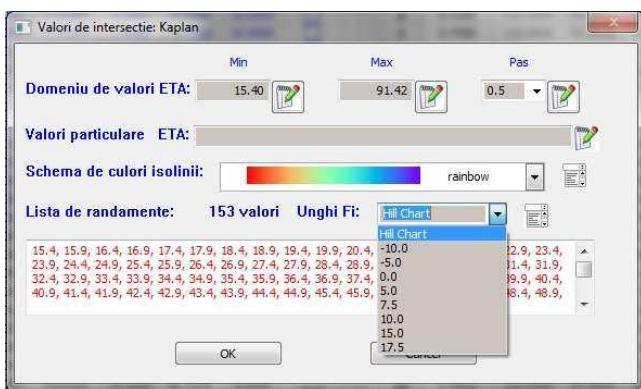


Fig. 7.39 Fereastra pentru specificarea valorilor de randament și/sau a poziției ϕ

Pentru unghiul rotorului $\phi=17.5^\circ$, figura 7.40 prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 7.41 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante, iar figura 7.42 caracteristica elicoidală.

Domeniul de valori ale randamentului η pentru modelul de rotor Kaplan, este cuprins între 15.40 și 91.42 %. Caracteristica elicoidală s-a calculat pentru poziția paletelor rotorului $\varphi=17.5^\circ$ în domeniul $\eta=75 \div 91.42\%$ cu pas 0.5%.

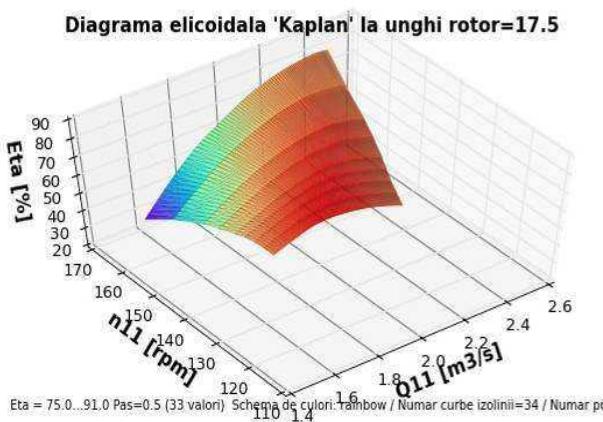


Fig. 7.40 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$
la $\varphi=17.5^\circ$

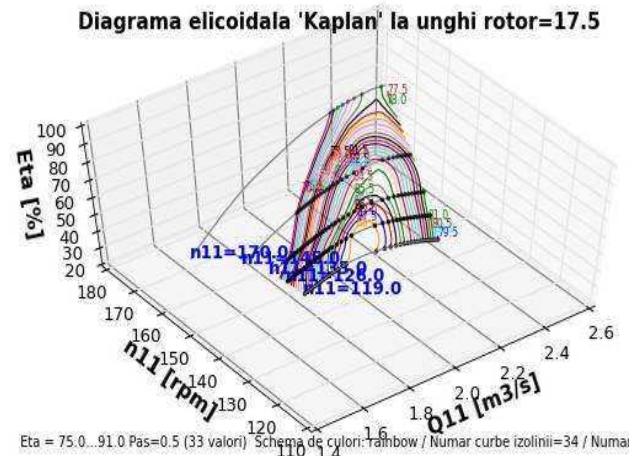


Fig. 7.41 Curbele de intersecție cu valori de randamente constante la $\varphi=17.5^\circ$

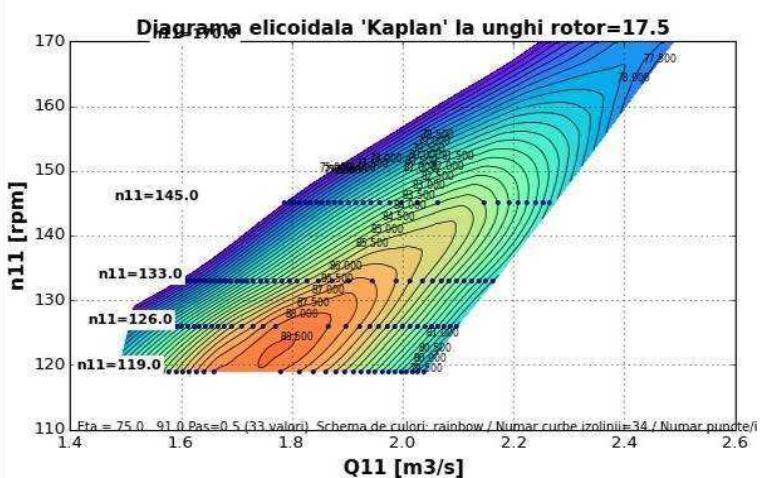
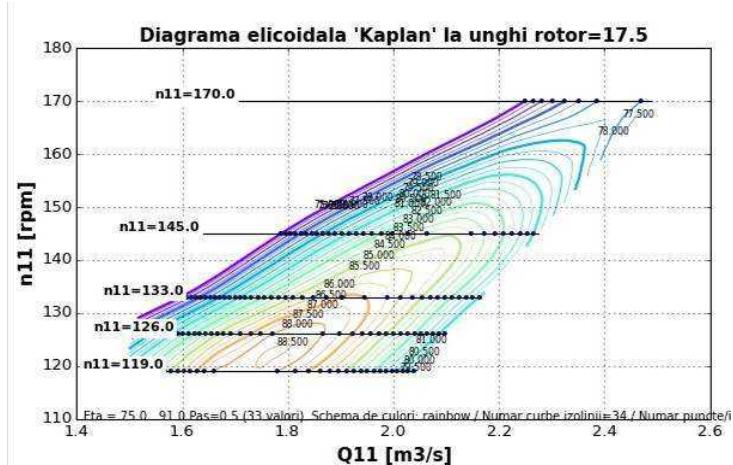


Fig. 7.42 Caracteristica elicoidală pentru rotorul Kaplan la $\varphi=17.5^\circ$

Caracteristica universală a fost calculată/trasată pentru domeniul de valori ale randamentului $\eta = 75 \div 91.42\%$ cu pas 0.5%. **Figura 7.43** prezintă suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$, figura 7.44 prezintă curbele 3D de intersecție cu valori de randamente constante, iar **figura 7.45** caracteristica universală pentru modelul de rotor Kaplan încercat [35], [60], [63], [19], [26].

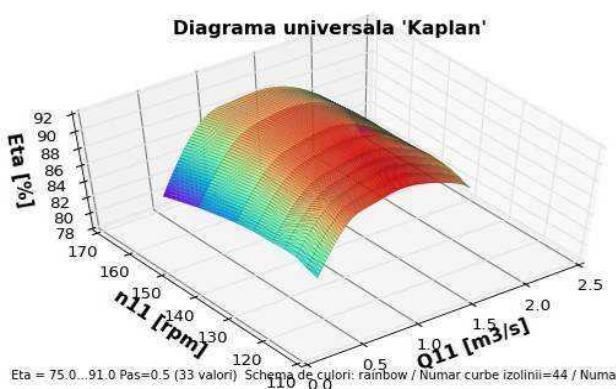


Fig. 7.43 Suprafața 3D $\eta = f(n_{11}, Q_{11})$

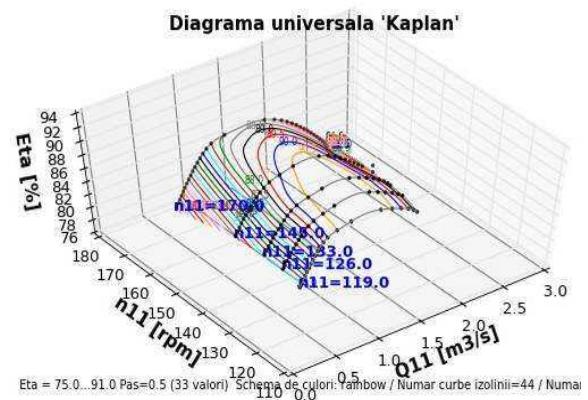


Fig. 7.44 Curbele de intersecție 3D cu valori de randamente constante

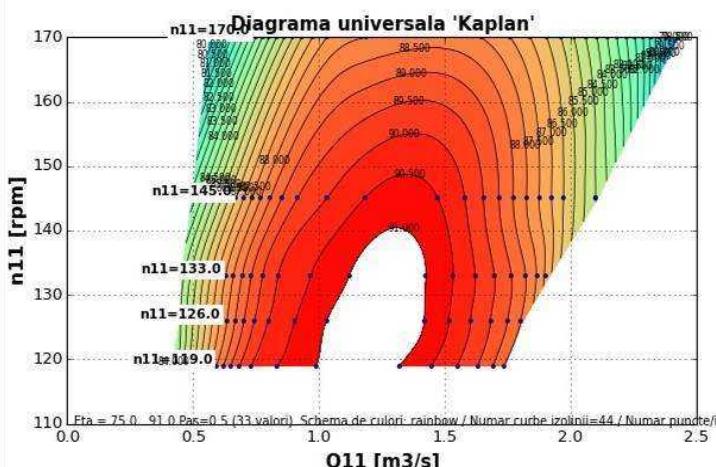
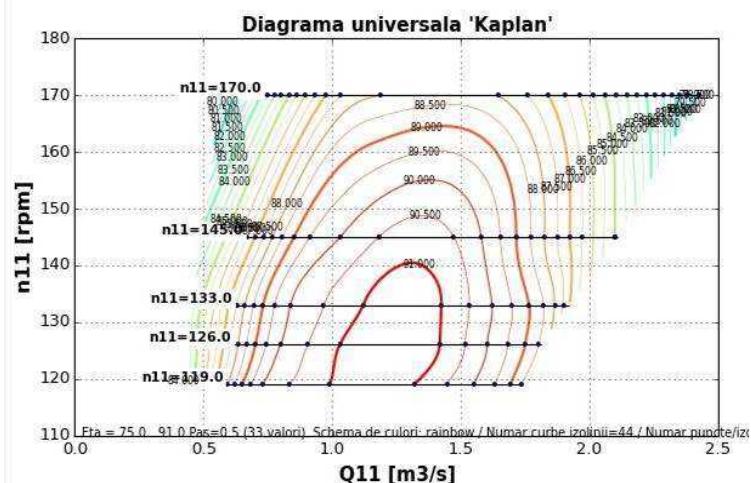


Fig. 7.45 Caracteristica universală pentru rotorul Kaplan

7.3 Concluzii

În lucrare este prezentată aplicația **HydroHillChart – Modulul Kaplan** care permite calculul caracteristicii universale pentru modele de turbine hidraulice de tip Kaplan. Pentru turbinele cu dublu reglaj (Kaplan), încercările se bazează pe modificarea în trepte a unghiului φ al paletei rotorului respectiv a poziției paletelor aparatului director, ceea ce modifică deschiderea a_0 .

În următoarea etapă se exemplifică trasarea curbei înfășurătoare a randamentelor pentru diversele poziții ale unghiului rotorului φ la o turație unitară n_{11} impusă. Calculul caracteristicii universale generale pentru un model de rotor Kaplan presupune determinarea înfășurătorii pentru fiecare turație unitară n_{11} în parte. Dacă au fost efectuate modificări asupra înfășurătorii pentru turația unitară n_{11} selectată, acestea sunt salvate în baza de date a aplicației.

Aplicația oferă posibilitatea vizualizării grafice a datelor de intrare precum și calcularea/vizualizarea caracteristicilor elicoidale pentru fiecare poziție "φ" a paletelor rotorului, obținându-se în final caracteristica universală pentru modelul de rotor Kaplan încercat. Validarea modulului Kaplan al aplicației a fost făcută prin trasarea caracteristicii universale pentru un model de rotor Kaplan.

Cap. 8 CARACTERISTICA DE EXPLOATARE

8.1 Generalități

Caracteristica de exploatare a turbinei prototip prezintă în coordonate H-Q curbele $\eta=\text{const.}$, $a_0=\text{const.}$ respectiv $P=\text{const.}$ și reprezintă documentul de bază în exploatarea turbinei industriale, care sintetizează grafic celelalte caracteristici ale turbinei. Caracteristica de exploatare se obține din caracteristica universală prin transpunere pe baza unor relații de similitudine între model și prototip.

În prezentul capitol se va prezenta interfața modului DEX de calcul a caracteristicii de exploatare și se va calcula această caracteristică pentru trei obiective industriale. Modulul DEX este inclus în aplicația **HydroHillChart**.

8.2 Transpunerea parametrilor de la model la prototip

Se va expune metodologia de transpunere după codul IEC995 [94] respectiv [22]. Diferența dintre randamentele hidraulice a două puncte A și B, hidraulic similare, de pe caracteristicile turbinelor prototip și model, la numere Reynolds diferite, se calculează cu formulele:

$$\Delta\eta_{hA-B} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{\text{Re}_{uref}}{\text{Re}_{uA}} \right)^{0,16} - \left(\frac{\text{Re}_{uref}}{\text{Re}_{uB}} \right)^{0,16} \right] \quad (8.1)$$

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{hoptM}}{\left(\frac{\text{Re}_{uref}}{\text{Re}_{uoptM}} \right)^{0,16} + \frac{1 - \nu_{ref}}{\nu_{ref}}} \quad (8.2)$$

Mărimile din aceste formule au următoarele semnificații:

- Re_{uoptM} - este numărul Re în punctul de pe diagrama universală a modelului de turbină, în care s-a măsurat randamentul maxim. Numărul Re se calculează cu formula:

$$\text{Re}_u = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (8.3)$$

unde : “u” este viteza periferică, “D” este diametrul rotorului, iar “v” coeficientul de vâscozitate cinematică a apei, în timpul măsurătorii.

- ν_{ref} - este raportul dintre pierderile relative scalabile și pierderile relative totale, pentru punctul de randament hidraulic optim la numărul Reynolds: $\text{Re}_{uref} = 7 \times 10^6$. Pentru turbine axiale sau diagonale (Kaplan, bulb, Deriaz) cu paletele rotorului reglabile și ale aparatului director reglabile sau fixe: $\nu_{ref}= 0.8$, iar pentru turbine Francis $\nu_{ref}= 0.7$.

- $Re_{uref} = 7 \times 10^6$.

În calcule efective, de transpunere a randamentului hidraulic de la model la prototip există corespondența : $Re_{uA} \Rightarrow Re_{uM}$ respectiv $Re_{uB} \Rightarrow Re_{uP}$.

Procedura de aplicare a formulelor de transpunere cuprinde următoarele etape:

- Determinarea prin încercări pe model a valorii randamentului hidraulic maxim maximorum η_{hoptM} , calculul numărului Reynolds corespunzător Re_{uoptM} și a valorii δ_{ref} cu formula (5.4)
- Calculul diferenței dintre randamentul hidraulic al prototipului și al modelului $\Delta\eta_h$, pe două căi:
 - a) transpunerea randamentului hidraulic de la model la prototip într-un pas;
 - b) transpunerea randamentului hidraulic de la model la prototip în doi pași.
- Calculul randamentul hidraulic al prototipului η_{hP} , în tot domeniul garantat, cu ecuația:

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + \Delta\eta_h \quad (8.4)$$

Sunt considerați parametri de bază pentru model: η_{hoptM} , Re_{uoptM} și δ_{ref} . Randamentul hidraulic maxim maximorum al modelului (randamentul optim al modelului η_{hoptM}) se determină prin încercări pe stand, care se fac în afara cavitației, adică la coeficienți de cavitație suficient de mari pentru a ne asigura că fenomenul de cavitație nu afectează randamentul. În interiorul domeniului garantat al prototipului, randamentul hidraulic al modelului poate fi măsurat la coeficientul de cavitație instalat în centrală σpl, când este posibil sau cerut, sau în afara cavitației.

De cele mai multe ori, măsurările de randament pe model nu se fac la $Re=const$. Aplicarea formulei 8.1 de transpunere a randamentelor hidraulice măsurate pe model η_{hMi} la diferite numere Reynolds Re_{uMi} , la prototip, se poate face în două moduri: într-un pas respectiv în doi pași.

La transpunerea randamentului hidraulic de la model la prototip într-un pas, randamentele hidraulice măsurate pe model η_{hMi} măsurate la diferite numere Reynolds Re_{uMi} , sunt transpusă direct la prototip, într-un singur pas, presupunând $Re_{uP}=const$, cu formula:

$$\Delta\eta_{hi} = \Delta\eta_{hMi \rightarrow P} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uMi}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uP}} \right)^{0,16} \right] \quad (8.5)$$

În acest mod de transpunere $\Delta\eta_{hi}$ se calculează pentru fiecare Re_{uMi} .

La transpunerea randamentului hidraulic de la model la prototip în doi pași, în primul pas, randamentele hidraulice măsurate pe model η_{hMi} măsurate la diferite numere Reynolds Re_{uMi} , sunt transpusă la o valoare constantă Re_{uM*} , preferabil fixată în domeniul Re_{uMi} , formula de transpunere fiind următoarea:

$$\Delta \eta_{hMi \rightarrow M^*} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uMi}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uM^*}} \right)^{0,16} \right] \quad (8.6)$$

iar în al doilea pas, randamentele hidraulice transpus ale modelului η_{hM^*} , la un număr Reynolds constant Re_{uM^*} , se transpun la prototip, la numărul Reynolds Re_{uP} , formula de transpunere fiind următoarea:

$$\Delta \eta_{hM^* \rightarrow P} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uM^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uP}} \right)^{0,16} \right] \quad (8.7)$$

Pentru calculul turației, respectiv numărului Reynolds, se consideră cădere constantă la model $H_M = \text{const}$. În procesul de transpunere de la model la prototip, energia specifică (cădere), debitul și puterea se corectează cu următoarele formule:

$$H_P = \left(\frac{g_M}{g_P} \right) \times H_M \times \left[\frac{n_P x D_P}{n_M x D_M} \right]^2 \times \left(\frac{\eta_{hoptM}}{\eta_{hoptP}} \right) \quad (8.8)$$

$$Q_P = \left(\frac{g_P}{g_M} \right)^{\frac{1}{2}} \times Q_M \times \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left[\frac{D_P}{D_M} \right]^2 \times \left(\frac{\eta_{hoptP}}{\eta_{hoptM}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.9)$$

$$P_P = P_M \times \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right) \times \left(\frac{g_P}{g_M} \right)^{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{\frac{3}{2}} \times \left[\frac{D_P}{D_M} \right]^2 \times \left(\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \right) \times \left(\frac{\eta_{hoptP}}{\eta_{hoptM}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.10)$$

8.3 Interfața modulului DEX

Diagrama de exploatare se poate calcula grafic sau utilizând o serie de aplicații generale [25], care însă reclamă un volum de muncă apreciabil.

Modulul DEX este inclus în aplicația **HydroHillChart** și este dedicat calculului caracteristicii de exploatare, după metodologia de transpunere într-un singur pas. Interfața sa este prezentată în figura 8.1, fiind compusă din bara de instrumente, tabelul datelor de intrare și tabelul mărimilor calculate (în punctul optim), tabelul mărimilor de calcul pentru diagrama de exploatare (domenii de valori impuse ale curbelor parametrice η , P , ao).

La baza ferestrei DEX se află un tabel în care aplicația depune valorile punctelor preluate din baza de date (n_{11} , Q_{11} , a_o , η_{hm}), iar în restul coloanelor se depun valorile calculate prin transpunere: pentru model (turație n_m , debit Q_m , putere P_{hm} , număr Reynolds) respectiv prototip (diferența de randament $\Delta\eta$, randament transpus η_{hP} , cădere H_P , debit Q_P , putere P_{hP} , deschidere aparat director a_{oP}).

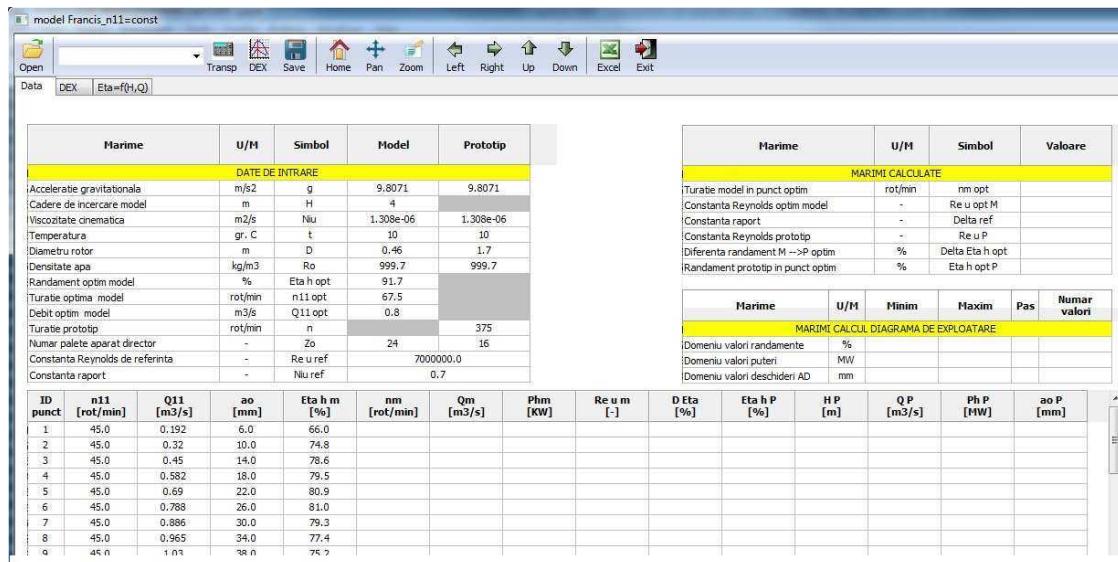
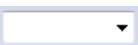


Fig. 8.1 Interfața modulului DEX

Datele de intrare sunt preluate din baza de date a modelului, fiind constituite din următoarele mărimi:

- $g_M, g_P [\text{m/s}^2]$ - reprezintă acceleratia gravitationala pentru model și prototip;
- $H_M [\text{m}]$ - reprezintă cădere la care fost încercat modelul în laborator;
- $v_M, v_P [-]$ - reprezintă viscozitatea cinematică pentru model și prototip;
- $t_M, t_P [{}^\circ\text{C}]$ - reprezintă temperatura la care fost încercat modelul în laborator respectiv temperatura la care funcționează prototipul;
- $D_M, D_P [\text{m}]$ - reprezintă diametru rotor model respectiv prototip;
- $Z_{oM}, Z_{oP} [\text{buc}]$ - reprezintă numar palete aparat director model respectiv prototip;
- $\rho_M, \rho_P [-]$ - reprezintă densitatea apa model respectiv prototip;
- $\eta_{hoptM} [\%]$ - reprezintă randamentul optim al modelului;
- $n_{11 \text{ opt}} [\text{rot/min}]$ - reprezintă turatia unitara optimă a modelului;
- $Q_{11 \text{ opt}} [\text{m}^3/\text{s}]$ - reprezintă debitul optim al modelului;
- $n_P [\text{rot/min}]$ - reprezintă turatia prototipului;
- $Re_{u \text{ ref}} [-]$ - reprezintă constanta Reynolds de referinta 7×10^6 .
- v_{ref} - reprezintă constanta raport: pentru turbine Francis $v_{ref} = 0.7$, iar pentru restul 0.8;
- **ID punct** - reprezintă numărul curent al punctului măsurat;
- $n_{11} [\text{rot/min}]$ - reprezintă turatia unitara a modelului;
- $Q_{11} [\text{m}^3/\text{s}]$ - reprezintă debitul unitar al modelului;
- $a_o [\text{mm}]$ - reprezintă deschiderea aparatului director al modelului;
- $\eta_{hm} [\%]$ - reprezintă randamentul modelului.

Bara de instrumente pentru modulul DEX este situată în partea superioară a ferestrei și include următoarele butoane de comandă, marcate cu icoane specifice, **figura 8.1**:

- | | |
|--|---|
| 
Open











 | <ul style="list-style-type: none"> - deschiderea și încărcarea unei baze de date existente; în urma acestei operații, primele 5 coloane din tabelul de la baza ferestrei va fi completat cu valorile punctelor măsurate pe model din baza de date selectată (ID punct, n_{11}, Q_{11}, a_o, η_{hm}); - câmp rezervat pentru specificarea numelui diagramei de exploatare; - declanșează calculul de transpunere al mărimilor de la model la prototip; - după completarea limitelor de valori impuse ale curbelor parametrice η, P, a_o), declanșează calculul diagramei de exploatare; - Save - salvare grafic în format EPS; JPG, PGF, PDF; PNG, PS; RAW, SVG, TIF; - Home - revenire la vederea inițială; - Pan - panoramare cu click stânga apăsat, mărire/micșorare cu click dreapta apăsat; Zoom - Mărire zonă selectată; - rotire spre stânga a curbelor 3D transpuze $\eta=f(H_P, Q_P)$; - rotire spre dreapta a curbelor 3D transpuze $\eta=f(H_P, Q_P)$; - rotire în sus a curbelor 3D transpuze $\eta=f(H_P, Q_P)$; - rotire în jos a curbelor 3D transpuze $\eta=f(H_P, Q_P)$; - exportul rezultatelor (valori numerice și diagrama de exploatare) într-un fișier Excel; - revenire la fereastra principală a aplicației HydroHillChart. |
|--|---|

8.4 Măsurători primare pe model

Măsurătorile primare ale modelului utilizat la calculul caracteristicii de exploatare (randamentul η_{hm} , debitul unitar Q_{11} , turația unitară n_{11} , deschidere aparat director a_{oM}) sunt prezentate în **tabelul 8.1**, iar caracteristica universală a modelului, calculată prin modulul Francis, este prezentată în **figura 8.2** și **figura 8.3**.

Tabel 8.1 Datele primare ale modelului

ID punct	η_{hm}	Q_{11}	n_{11}	a_{oM}	ID punct	η_{hm}	Q_{11}	n_{11}	a_{oM}
1	0.6600	0.1920	45	6.0000	66	0.7800	1.1270	70	46.0000
2	0.7480	0.3200	45	10.0000	67	0.7200	1.1560	70	50.0000
3	0.7860	0.4500	45	14.0000	68	0.6630	0.2970	75	10.0000

Tabel 8.1 Datele primare ale modelului

ID punct	η_{hM}	Q_{11}	n_{11}	a_{oM}	ID punct	η_{hM}	Q_{11}	n_{11}	a_{oM}
	[-]	[m ³ /s]	[rot/min]	mm		[-]	[m ³ /s]	[rot/min]	mm
4	0.7950	0.5820	45	18.0000	69	0.7850	0.4110	75	14.0000
5	0.8090	0.6900	45	22.0000	70	0.8470	0.5520	75	18.0000
6	0.8100	0.7880	45	26.0000	71	0.8800	0.6590	75	22.0000
7	0.7930	0.8860	45	30.0000	72	0.9010	0.7630	75	26.0000
8	0.7740	0.9650	45	34.0000	73	0.9120	0.8770	75	30.0000
9	0.7520	1.0300	45	38.0000	74	0.8930	0.9550	75	34.0000
10	0.7150	1.0840	45	42.0000	75	0.8620	1.0240	75	38.0000
11	0.6360	0.1930	50	6.0000	76	0.8230	1.0890	75	42.0000
12	0.7550	0.3180	50	10.0000	77	0.7760	1.1280	75	46.0000
13	0.8020	0.4470	50	14.0000	78	0.7100	1.1610	75	50.0000
14	0.8360	0.5870	50	18.0000	79	0.5900	0.2900	80	10.0000
15	0.8490	0.6920	50	22.0000	80	0.7400	0.4000	80	14.0000
16	0.8520	0.7890	50	26.0000	81	0.8100	0.5400	80	18.0000
17	0.8390	0.8860	50	30.0000	82	0.8430	0.6490	80	22.0000
18	0.8150	0.9640	50	34.0000	83	0.8720	0.7550	80	26.0000
19	0.7880	1.0300	50	38.0000	84	0.8900	0.8680	80	30.0000
20	0.7500	1.0860	50	42.0000	85	0.8840	0.9490	80	34.0000
21	0.7150	1.1140	50	46.0000	86	0.8510	1.0220	80	38.0000
22	0.5900	0.1910	55	6.0000	87	0.8070	1.0910	80	42.0000
23	0.7400	0.3150	55	10.0000	88	0.7600	1.1290	80	46.0000
24	0.8040	0.4410	55	14.0000	89	0.6880	1.1660	80	50.0000
25	0.8620	0.5880	55	18.0000	90	0.6790	0.3920	85	14.0000
26	0.8850	0.6900	55	22.0000	91	0.7630	0.5310	85	18.0000
27	0.8890	0.7880	55	26.0000	92	0.8000	0.6390	85	22.0000
28	0.8750	0.8870	55	30.0000	93	0.8300	0.7480	85	26.0000
29	0.8530	0.9630	55	34.0000	94	0.8500	0.8580	85	30.0000
30	0.8200	1.0300	55	38.0000	95	0.8600	0.9420	85	34.0000
31	0.7850	1.0870	55	42.0000	96	0.8360	1.0200	85	38.0000
32	0.7500	1.1190	55	46.0000	97	0.7890	1.0930	85	42.0000
33	0.7000	1.1440	55	50.0000	98	0.7410	1.1310	85	46.0000
34	0.5500	0.1890	60	6.0000	99	0.6490	1.1720	85	50.0000
35	0.7180	0.3110	60	10.0000	100	0.5800	0.3860	90	14.0000
36	0.8040	0.4360	60	14.0000	101	0.6970	0.5190	90	18.0000
37	0.8780	0.5840	60	18.0000	102	0.7410	0.6290	90	22.0000
38	0.9040	0.6840	60	22.0000	103	0.7750	0.7410	90	26.0000
39	0.9100	0.7870	60	26.0000	104	0.8000	0.8500	90	30.0000
40	0.8980	0.8860	60	30.0000	105	0.8120	0.9350	90	34.0000
41	0.8760	0.9620	60	34.0000	106	0.8000	1.0160	90	38.0000
42	0.8490	1.0290	60	38.0000	107	0.7640	1.0960	90	42.0000
43	0.8100	1.0870	60	42.0000	108	0.7160	1.1340	90	46.0000
44	0.7700	1.1220	60	46.0000	109	0.6210	1.1790	90	50.0000
45	0.7180	1.1470	60	50.0000	110	0.6050	0.5030	95	18.0000
46	0.7040	0.3070	65	10.0000	111	0.6740	0.6160	95	22.0000

Tabel 8.1 Datele primare ale modelului

ID punct	η_{hM}	Q_{11}	n_{11}	a_{oM}	ID punct	η_{hM}	Q_{11}	n_{11}	a_{oM}
	[-]	[m ³ /s]	[rot/min]	mm		[-]	[m ³ /s]	[rot/min]	mm
47	0.8010	0.4290	65	14.0000	112	0.7120	0.7280	95	26.0000
48	0.8770	0.5750	65	18.0000	113	0.7400	0.8410	95	30.0000
49	0.9070	0.6770	65	22.0000	114	0.7590	0.9290	95	34.0000
50	0.9240	0.7840	65	26.0000	115	0.7600	1.0100	95	38.0000
51	0.9100	0.8850	65	30.0000	116	0.7250	1.0970	95	42.0000
52	0.8890	0.9610	65	34.0000	117	0.6770	1.1390	95	46.0000
53	0.8600	1.0280	65	38.0000	118	0.5850	1.1870	95	50.0000
54	0.8220	1.0870	65	42.0000	119	0.5800	0.5960	100	22.0000
55	0.7800	1.1250	65	46.0000	120	0.6350	0.7080	100	26.0000
56	0.7210	1.1520	65	50.0000	121	0.6690	0.8270	100	30.0000
57	0.6940	0.3020	70	10.0000	122	0.6840	0.9220	100	34.0000
58	0.8000	0.4200	70	14.0000	123	0.6900	1.0020	100	38.0000
59	0.8670	0.5640	70	18.0000	124	0.6730	1.0940	100	42.0000
60	0.9000	0.6700	70	22.0000	125	0.6300	1.1430	100	46.0000
61	0.9180	0.7750	70	26.0000	126	0.5800	0.8050	105	30.0000
62	0.9160	0.8820	70	30.0000	127	0.6000	0.9130	105	34.0000
63	0.8950	0.9590	70	34.0000	128	0.6200	0.9950	105	38.0000
64	0.8650	1.0260	70	38.0000	129	0.6050	1.0870	105	42.0000
65	0.8290	1.0880	70	42.0000	130	0.5800	1.1420	105	46.0000

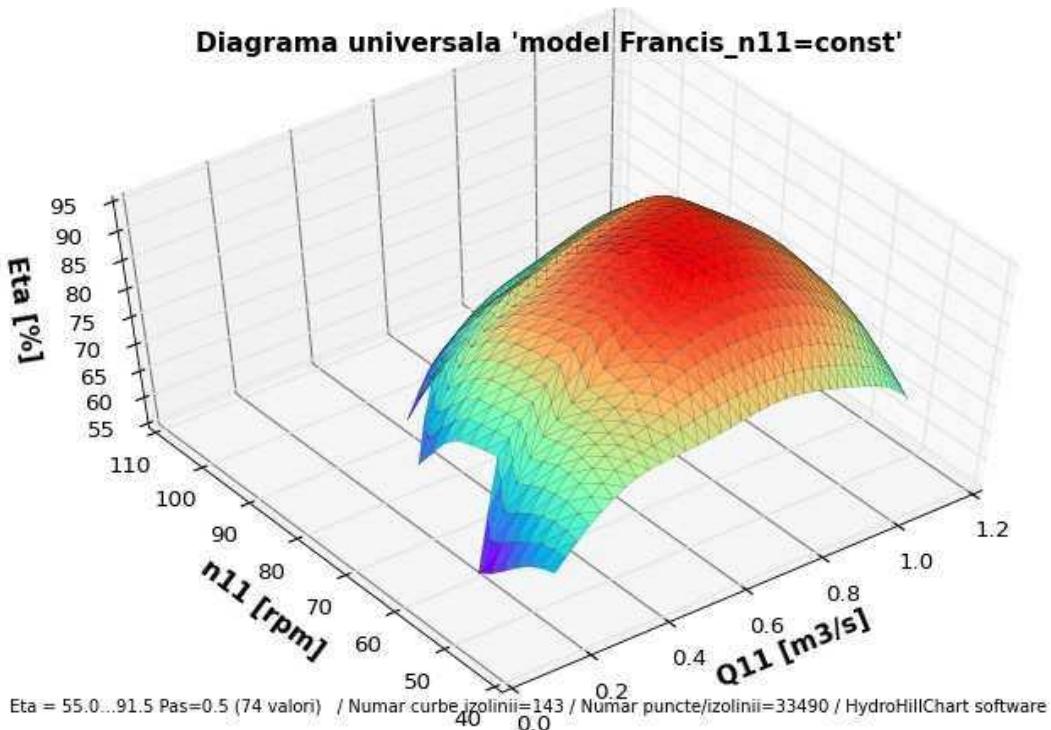


Fig. 8.2 Caracteristica universală a modelului – reprezentare 3D

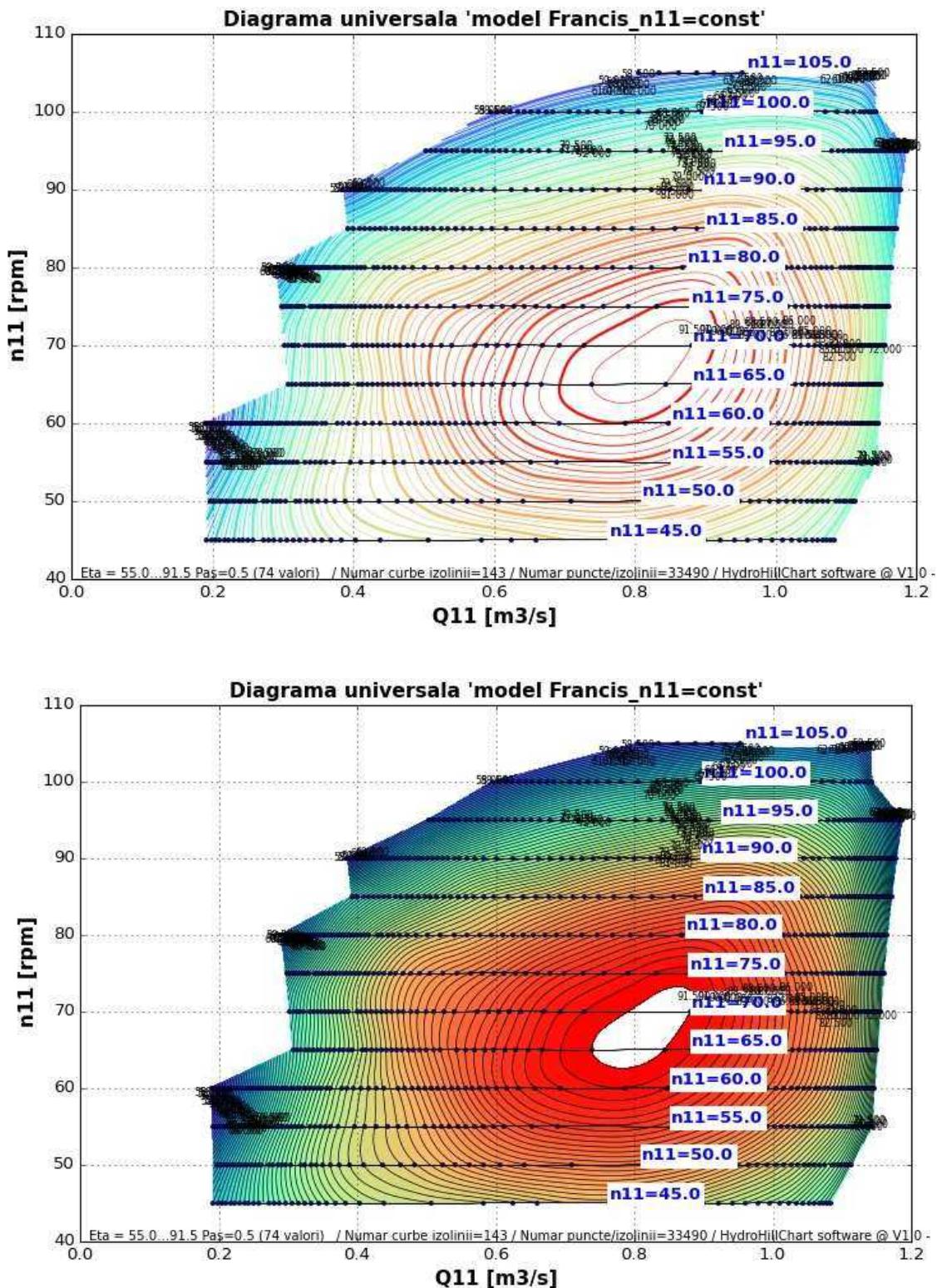


Fig. 8.3 Caracteristica universală a modelului – reprezentare 2D

8.5 Parametrii obiectivelor industriale

Caracteristica de exploatare s-a calculat pentru trei obiective industriale simbolizate O1, O2, O3, echipate cu turbine de tip Francis, fiind prezentate în figura 8.4, figura 8.5, figura 8.6. Parametrii necesare modului DEX pentru calculul caracteristicii de exploatare, diferențiate pe cele trei obiective, sunt date în tabelul 8.2.

Tabel 8.2 Parametrii obiectivelor industriale

Obiectiv	UM	Model		Simbol	Prototip		
		Simbol	Model		O1	O2	O3
Accelerația gravitațională	m/s^2	g_M	9.8071	g_P	9.8071	9.8071	9.8071
Cadere de incercare	m	H_M	4	-	-	-	-
Viscozitate cinematică	[·]	ν_M	1.308×10^6	ν_P	1.308×10^6	1.308×10^6	1.308×10^6
Temperatura	gr. C	t_M	10	t_P	10	10	10
Diametru rotor	m	D_M	0.46	D_P	1.7	1.25	1.06
Număr palete AD	-	Z_{oM}	24	Z_{oP}	16	16	16
Densitate apă	kg/m^3	ρ_M	999.7	ρ_P	999.7	999.7	999.7
Randament optim	[·]	$\eta_{h\text{ opt }M}$	0.924	-	-	-	-
Turație optimă	rot/min	$n_{11\text{ opt}}$	67.5	-	-	-	-
Debit optim	m^3/s	$Q_{11\text{ opt}}$	0.80	-	-	-	-
Turație	rot/min		-	n_P	375	750	600
Constanta Reynolds de referință	[·]	Re u ref			7×10^6		
Constanta raport	[·]	v ref			0.7		

Din tabelul 8.2 rezultă că singurele mărimi care diferă pentru cele 3 obiective sunt diametru de rotor și turație prototip. În figura 8.7 este prezentată comparația celor trei caracteristici de exploatare, din care rezultă faptul că curbele sunt similare ca și alură. Se observă însă o reposiționare în planul H-Q a caracteristicilor și a punctelor optime, precum și o extindere diferită a caracteristicilor în plan. Deci, pentru același model încercat în laborator, prin transpunere de la model la prototip, funcție de datele de intrare ale prototipului se obțin caracteristici de exploatare diferite, generând astfel posibilitatea turbinei de a funcționa în diferite domenii de căderi și puteri. Din figurile 8.4 – 8.6 rezultă că punctele optime de funcționare a prototipului pentru cele 3 obiective industriale sunt:

- Obiectiv O1 $D_P=1.7\text{ m}$ $n_P=375\text{ rpm}$ $H_P=90\text{ m}$ $Q_P=22.5\text{ m}^3/\text{s}$ $\eta_P=93.5\%$ $P=20\text{ MW}$
- Obiectiv O2 $D_P=1.25\text{ m}$ $n_P=750\text{ rpm}$ $H_P=200\text{ m}$ $Q_P=17.5\text{ m}^3/\text{s}$ $\eta_P=94.0\%$ $P=35\text{ MW}$
- Obiectiv O3 $D_P=1.06\text{ m}$ $n_P=600\text{ rpm}$ $H_P=90\text{ m}$ $Q_P=8.5\text{ m}^3/\text{s}$ $\eta_P=93.5\%$ $P=7\text{ MW}$

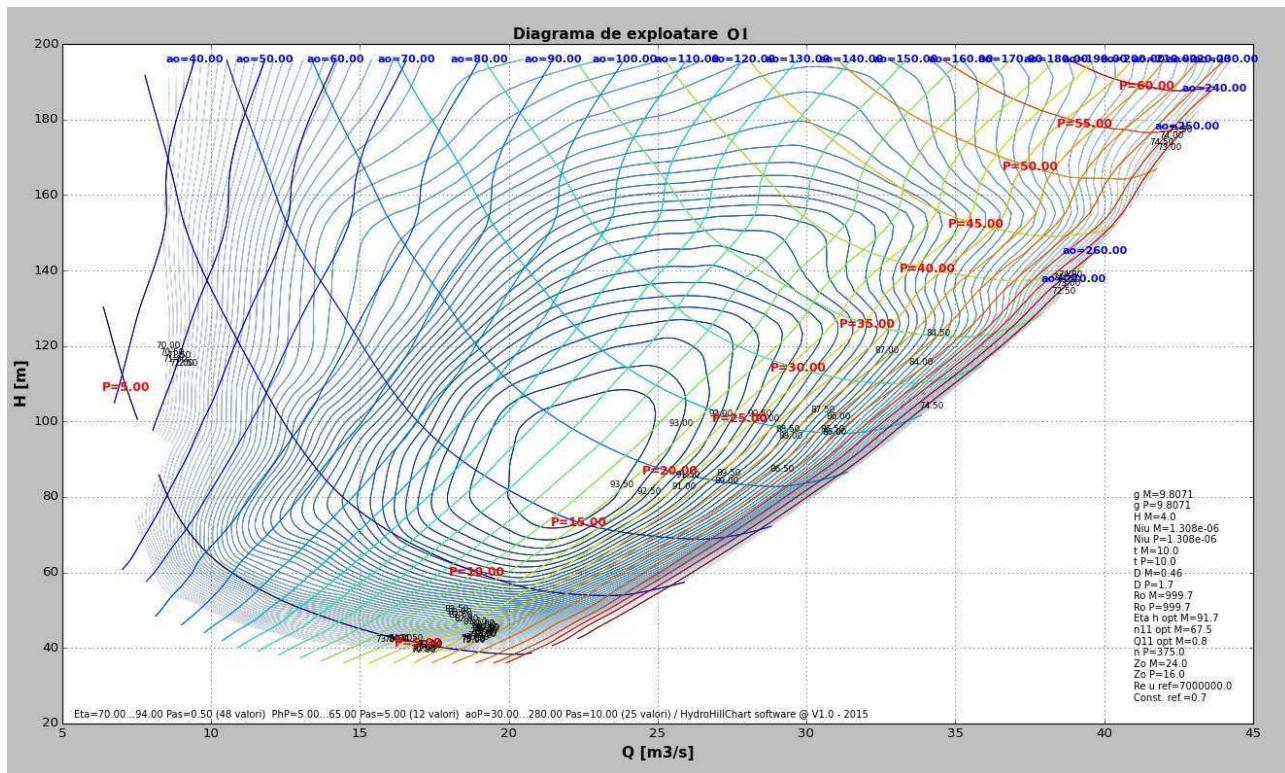


Fig. 8.4 Caracteristica de exploatare calculată pentru obiectivul industrial O1

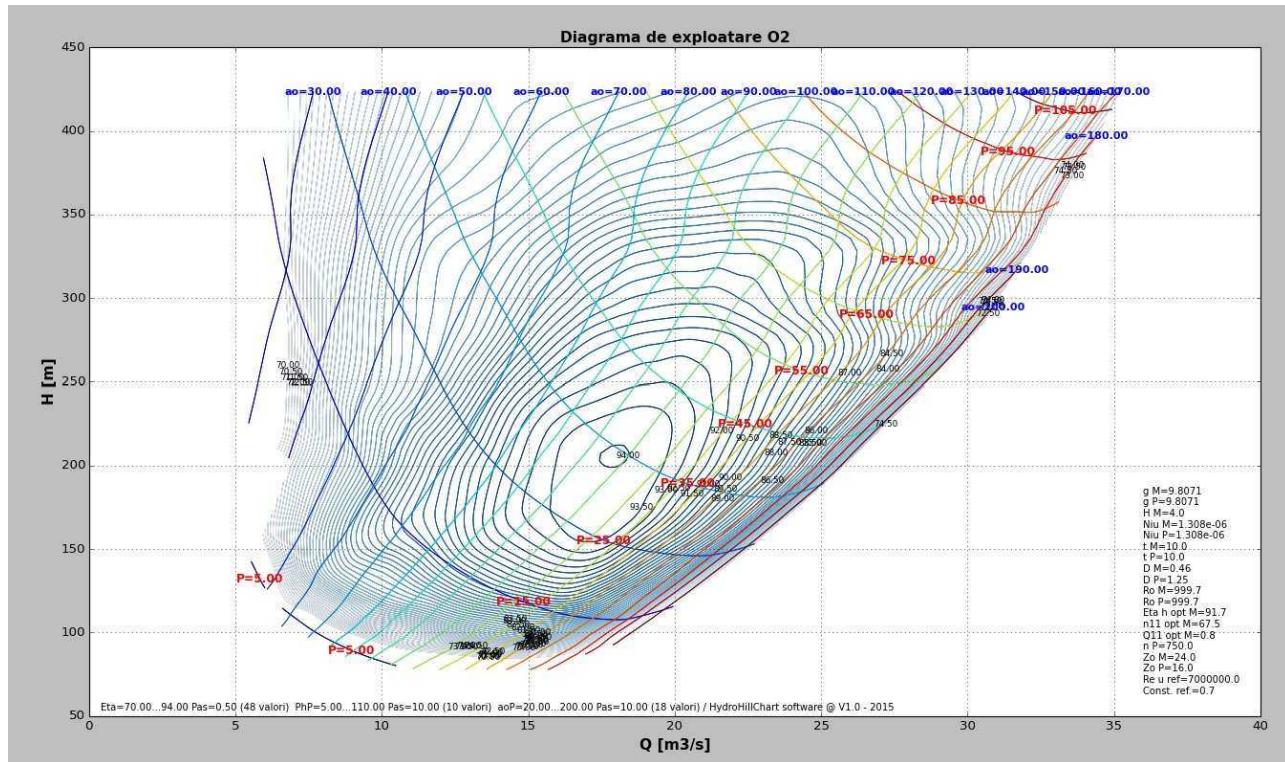


Fig. 8.5 Caracteristica de exploatare calculată pentru obiectivul industrial O2

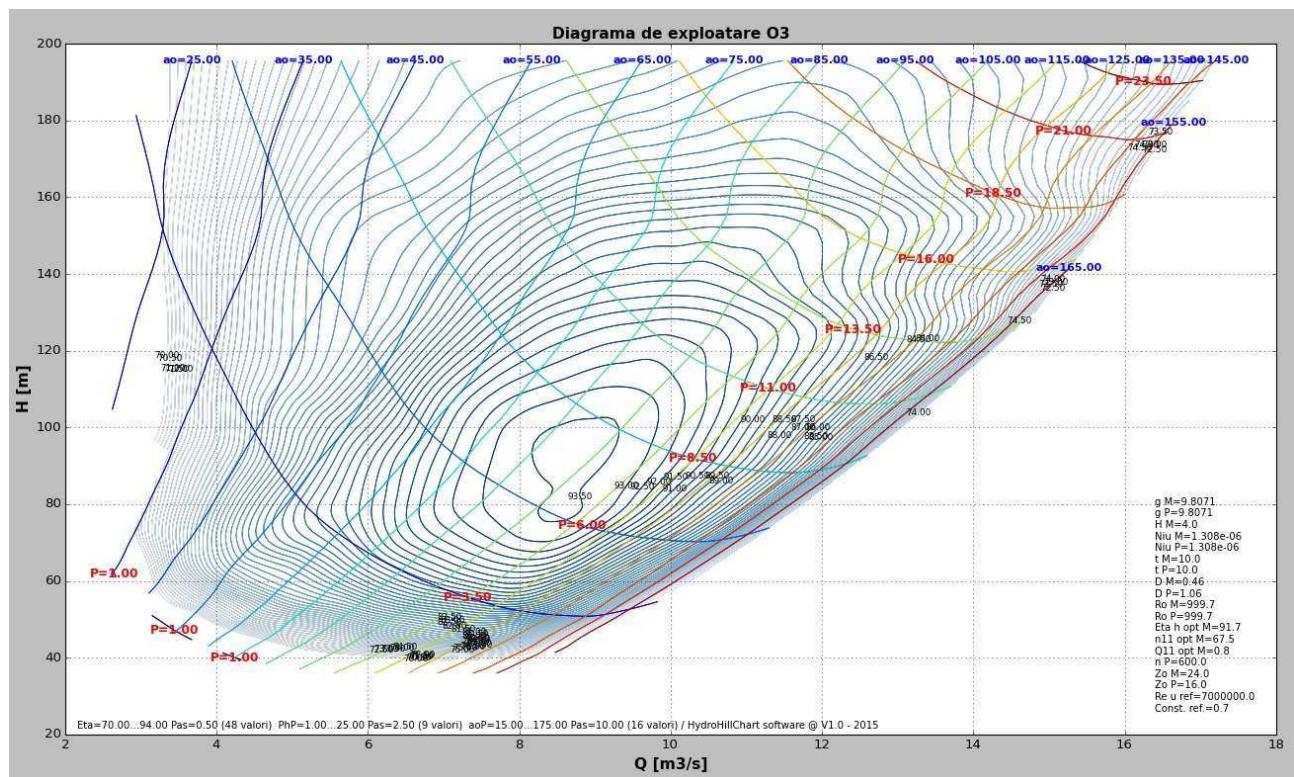


Fig. 8.6 Caracteristica de exploatare calculată pentru obiectivul industrial O3

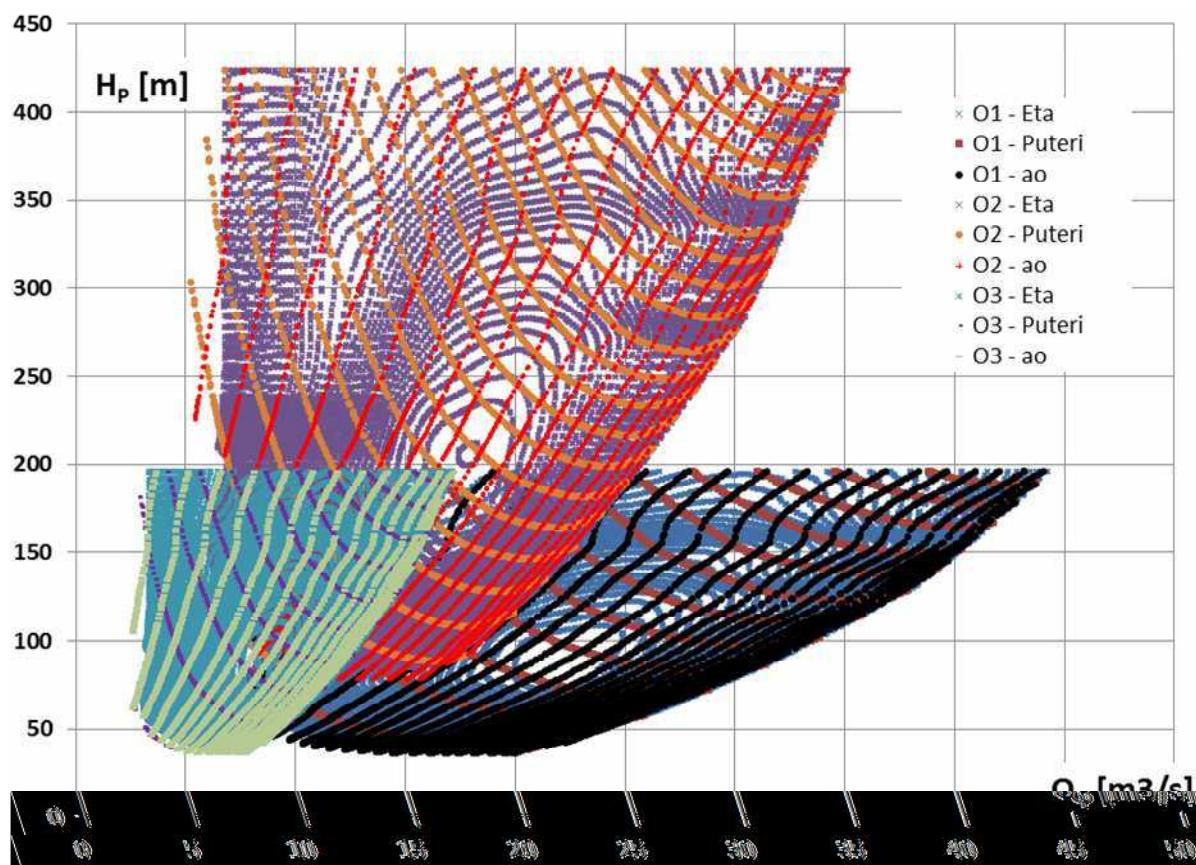


Fig. 8.7 Comparație caracteristici de exploatare calculate pentru 3 obiective industriale

8.6 Concluzii

Caracteristica de exploatare este documentul de referință utilizat în exploatarea turbinei prototip, deoarece prezintă în formă grafică, în coordonate cădere – debit, curbele principale ale funcționării turbinei: randament, puteri și deschidere aparat director.

Se prezintă calculul caracteristicii de exploatare a prototipului, pe baza punctelor măsurate în laborator pe model, metodologia și relațiile de transpunere de la model la prototip și interfața modulului DEX de calcul a caracteristicii de exploatare. Pentru acest modul se definesc datele de intrare și bara de instrumente pentru lansarea comenziilor.

În continuare, cu modulul DEX, s-au calculat trei caracteristici de exploatare, pentru trei obiective industriale simbolizate O1, O2, O3, plecând de la datele măsurate pe același model, exemplificând astfel capabilitățile aplicației. Cu datele exportate în Excel și exprimate grafic pe aceeași figură, s-a realizat o comparație a celor trei caracteristici, din care a rezultat poziționarea diferită în planul H-Q a caracteristicilor și a punctelor optime, precum și o extindere diferită a caracteristicilor în plan, deci posibilitatea turbinei prototip de a funcționa în diferite domenii de căderi și puteri, pentru diferite diametre și turații.

Cap. 9 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE.

DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR

9.1 Concluzii generale și contribuții personale

Obiectivul general al prezentei teze este investigarea metodelor de măsurare experimentală și prelucrare a rezultatelor în standul de încercări modele turbine hidraulice și perfecționarea acestora prin concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale tuturor modelelor de turbine hidraulice: Pelton, Francis, Kaplan, pe baza măsurătorilor pe modele.

Tabelul 9.1 prezintă realizările și contribuțiiile obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza:

Tabel 9.1

Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza

Obiectiv teză	Realizări obținute în cadrul tezei	Contribuții personale
Realizarea unei sinteze bibliografice referitoare la stadiul actual al laboratoarelor specializate în măsurători pe modele de turbine pentru determinarea caracteristicilor energo-cavitaționale și verificarea garanțiilor	Documentare privind stadiul actual al laboratoarelor de încercări pe modele de turbine.	<ul style="list-style-type: none"> Parcurgerea bibliografică a unui număr de 101 referințe bibliografice (Cap. 1). S-au investigat 13 standuri de măsură, pentru fiecare stand se prezintă schema standului, caracteristici, metodologie de măsură, relații de calcul, precizii de măsură
Prezentarea curbelor caracteristice energetice și cavitaționale pentru toate modelele de turbine Pelton, Francis și Kaplan, rezultate din încercările pe model.	Investigarea curbelor caracteristice pentru modele de turbine și a relațiilor de calcul a acestora.	<ul style="list-style-type: none"> Centralizarea curbelor caracteristice diferențiat pe tipurile de turbine cu simplu reglaj: Pelton, Francis respectiv dublu reglaj: Kaplan.
Concepția unei aplicații specializate în generarea	Concepție platformă de calcul și generare a	<ul style="list-style-type: none"> Concepție algoritmi numerici de calcul și aplicație

Tabel 9.1

Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza

Obiectiv teză	Realizări obținute în cadrul tezei	Contribuții personale
caracteristicilor energetice ale modelor de turbine hidraulice de tip Pelton și validarea aplicației prin calcularea caracteristicilor universale pentru o serie de rotoare Pelton.	caracteristicilor energetice ale modelor de turbine hidraulice de tip Pelton.	<p>originală de trasare grafică a caracteristicii energetice pentru modele de turbină Pelton, pe baza încercărilor pe model în stand.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Validarea aplicației pentru 4 modele de turbine Pelton.
Concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale modelor de turbine hidraulice de tip Francis și validarea aplicației prin calcularea caracteristicilor universale pentru o serie de rotoare Francis.	Concepție platformă de calcul și generare a caracteristicilor energetice ale modelor de turbine hidraulice de tip Francis.	<ul style="list-style-type: none"> • Concepție algoritmi numerici de calcul și aplicație originală de trasare grafică a caracteristicii energetice pentru modele de turbină Francis, pe baza încercărilor pe model în stand. • Validarea aplicației pentru 4 modele de turbine Francis.
Concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicilor energetice ale modelor de turbine hidraulice de tip Kaplan și validarea aplicației prin calcularea caracteristicilor universale pentru o serie de rotoare Kaplan.	Concepție platformă de calcul și generare a caracteristicilor energetice ale modelor de turbine hidraulice de tip Kaplan.	<ul style="list-style-type: none"> • Concepție algoritmi numerici de calcul și aplicație originală de trasare grafică a caracteristicii energetice pentru modele de turbină Kaplan, pe baza încercărilor pe model în stand. • Validarea aplicației pentru 1 model de turbine Kaplan.
Concepția unei aplicații specializate în generarea caracteristicii de exploatare ale	Concepție platformă de calcul și generare a caracteristicilor de	<ul style="list-style-type: none"> • Concepție algoritmi numerici de calcul și aplicație originală de trasare grafică a

Tabel 9.1

Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza

Obiectiv teză	Realizări obținute în cadrul tezei	Contribuții personale
turbinelor prototip și validarea aplicației prin calcularea acestei caracteristici pentru o serie de obiective industriale.	exploatare a turbinelor prototip.	caracteristicii de exploatare pentru modele de turbină prototip. • Validarea aplicației pentru 3 obiective industriale.

9.2 Direcții viitoare de cercetare

Direcțiile viitoare de cercetare sunt următoarele:

- implementarea aplicațiilor pe un stand de încercări modele de turbine hidraulice;
- extinderea aplicațiilor pentru calculul și trasarea caracteristicilor cavitационale;
- extinderea aplicațiilor pentru calculul și trasarea altor caracteristici specifice modelelor de turbine sau turbinelor industriale.

9.3 Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de conferințe naționale în domeniul ingineriei mecanice. În urma participării la aceste activități științifice în cadrul căroră am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 14 lucrări publicate în proceedings-uri sau în reviste, dintre care 2 cotate ISI, după cum urmează:

1. Periș-Bendu F., **Bostan A.**, Nedelcu D., Câmpian V., *Considerations Regarding the Stresses and the Deformations of the Butterfly Valve Body*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2013 (indexată BDI).
2. **Bostan A.**, Bușea C., Periș-Bendu F., Hoța I., *Considerații teoretice privind calculul de rezistență al deformațiilor camerelor rotoarelor turbinelor axiale orizontale (Bulb)*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 371÷380, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.

3. **Bostan A.**, Bușea C., Periș-Bendu F., Hoța I., *Analiza efectului rotirii în jurul unei axe a paletelor rotorice ale turbinelor rapide de tip Francis în vederea măririi performanțelor energo-cavitaționale ale acestora*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 327÷336, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
4. Nedelcu D., **Bostan A.**, Periș-Bendu F., *HydroHillChart – Pelton module. Software for calculating universal characteristic of Pelton hydraulic turbines.*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
5. **Bostan A.**, Nedelcu D., Periș-Bendu F., *Calculation of universal characteristics for Pelton runner models using the HydroHillChart - Pelton module software*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
6. Nedelcu D., **Bostan A.**, Periș-Bendu F., *HydroHillChart – Francis module. Software for calculating universal characteristic of Francis hydraulic turbines*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
7. **Bostan A.**, Nedelcu D., Periș-Bendu F., *Calculation of universal characteristics for Francis runner models using the HydroHillChart - Francis module software*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
8. Periș-Bendu F., **Bostan A.**, Nedelcu D., *Considerații privind concepția modelului de vană fluture destinat efectuării cercetărilor experimentale*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 361÷370, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
9. Periș-Bendu F., **Bostan A.**, Nedelcu D., *Considerații privind cercetările experimentale realizate pe un model de vană fluture*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 351÷360, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
10. Periș-Bendu F., **Bostan A.**, Nedelcu D., *Considerations Regarding the Numerical Analysis of a Butterfly Valve – Diminuation of the Hydraulic Resistance Coefficient for the Biplane Disk*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).

11. Periș-Bendu F., **Bostan A.**, Nedelcu D., *Considerations Regarding the Stresses Analysis of the Biplane Disk of the Butterfly Valve*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
12. Nedelcu D., Cojocaru V., **Bostan A.**, Periș-Bendu F., Avasiloaie R., *Considerations regarding the use of polymers for the rapid prototyping of the hydraulic turbine runners designed for experimental research on the model*, REVISTA DE MATERIALE PLASTICE, NR. 2, București, 2015 (cotată ISI).
13. Nedelcu D., Cojocaru V., Nedeloni M., Periș-Bendu F., **Bostan A.**, *Failure analysis of a Ti-6Al-4V ultrasonic horn used in cavitation erosion tests*, MECHANIKA, Volume 21(1): 8-11, ISSN 1392-1207, 2015 (cotată ISI).
14. Nedelcu D, Bostan A., *The calculation of the Pelton and Francis turbine hill chart using the HydroHillChart software*, HYDRAULICA Magazine, No.4/2015, ISSN 1453 - 7303, Bucharest, 2015.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Ancușa, V., “*Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*”, Curs litografiat, IPTV, Timișoara, 1980.
- [2] Angot, A., “*Complemente de matematici pentru inginerii din electrotehnică și telecomunicații*”, Editură Tehnică, București, 1965.
- [3] Anton, I., “*Energetic and cavitation scale-up effects in hydraulic turbines*”, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 973-8391-25-3, Timișoara, 2002.
- [4] Anton I., Aghel A., Preda I., “*Influența numărului de palete asupra caracteristicilor de cavitatie la turbinele axiale*”, Conferința ”Comunicările Conferinței de mașini hidraulice”, Timișoara, 1964.
- [5] Anton L.E., Baya A., ”*Mecanica fluidelor, mașini hidraulice și acționări*”, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2002.
- [6] Anton, I., “*Turbine hidraulice*”, Editura Facla, Timișoara, 1979.
- [7] Anton, I., “*Cavitația - Vol. 1*”, Editura Academiei, București, 1984.
- [8] Anton, I., “*Cavitația - Vol.2*”, Editura Academiei, București, 1985.
- [9] Anton, I., Câmpian, V., Carte, I., “*Hidrodinamica turbinelor bulb și a turbinelor -pompe bulb*”, Editura Tehnică, București, 1988.
- [10] Anton, I., Tămaș, M., Baya, A., “*Analiza pierderilor hidraulice în rotorii mașinii hidraulice reversibile*”, Protocol CCSITEH, Reșița, 1983.
- [11] Anton, I., Tămaș, M., Baya, A., “*Calculul pierderilor hidraulice în turbinele radiale și radial-axiale cu aplicații la optimizarea diagramei univrale*”, Protocol CCSITEH, Reșița, 1985.
- [12] Anton, I., Tămaș, M., Baya, A., “*Studiul influenței parametrilor geometrici și hidrodinamici asupra bilanțului energetic la turbinele radiale*”, Protocol CCSITEH, Reșița, 1984.
- [13] Avasiloaie Raoul, *Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*, Teză de doctorat, Universitatea Eftimie Murgu din Reșița, Noiembrie, 2013.
- [14] Băran Gh., “*Cavitație și eroziune cavitatională*”, Editura Tehnică, ISBN 973-31-2058-8, București, 2001.

- [15] Baya, A., “*Studiul pierderilor hidraulice în turbinele radiale tip Francis, cu aplicație la turbinele de foarte înaltă cădere, care echipează CHE Bradul Râul Mare Retezat*”, Teză de doctorat, IPTV, Timișoara, 1993.
- [16] Baya, A., Tămaș, M., “*Determinarea prin calcul a diagramei universale la turbinele hidraulice tip Francis*”, Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică Vol.2, Timișoara, 1985.
- [17] Baya, A., Tămaș, M., “*Influența unor parametrii geometrici și funcționali asupra caracteristicilor energetice ale turbinelor radiale tip Francis*”, Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică Vol.2, Timișoara, 1985.
- [18] Bădărău Rodica, ”*Probleme de hidrodinamică, rețele de conducte, canale și mașini hidraulice*”, ediția a 2-a revizuită și completată, Timișoara, 2013.
- [19] Benjamin, V.R., ”*Interactive Applications using Matplotlib*”, Packt Publishing, ISBN: 1783988843, 2015.
- [20] Beu, A.T., ”*Analiză numerică în TurboPascal*”, Editura MicroInformatica, ISBN 973-95718-5-9, Cluj-Napoca, 1992.
- [21] Brekke, H., ”*Choice of equipment for hyro*”, Trondheim, Norway, 2005.
- [22] Câmpian C.V. , ”*Performanțele turbinelor vechi și retehnologizate de la hidrocentrala Porțile de Fier I*”, Editura ”Eftimie Murgu” , ISBN 973-99005-3-4, Reșița, 1999.
- [23] Chorin, A., Marsden, J.E., ”*A Mathematical Introduction to Fluid Mechanics*”, Library of Congress Cataloging in Publication Data, 2000.
- [24] Corneliu Berbente, Sorin Mitran, Silviu, Zancu, ”*Metode Numerice*”, Editura Tehnică, ISBN 973-31-1135-X, București, 1998.
- [25] Cuzmoș Gheorghe Adrian, ”*Contribuții la determinarea performanțelor turbinelor cu dublu reglaj prin probe index*”, Teză de doctorat, Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița, 2013.
- [26] Devert Alexandre , ”*Matplotlib Plotting Cookbook*”, Packt Publishing, ISBN 978-1-84951-326-5, Birmingham , 2014.
- [27] Dixon, S.L., ”*Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*”, Butterworth Heinemann, 1998.
- [28] Edel Iu.U., ”*Turbine hidraulice Pelton. Teorie, cercetare, calcule (traducere din limba rusă)*”, Editura Masghiz, Moscova, 1963.
- [29] ESHA, ”*Guide on how to develop a small hydropower plant*”, 2004.

- [30] Führer, C., Solem J. E., Verdier O., "Computing with Python - An Introduction to Python for Science and Engineering". Pearson, 2014.
- [31] Ghican (Bostan) A., Nedelcu D., Peris-Bendu F., "Calculul caracteristicilor universale pentru modele de rotoare Pelton utilizând aplicația HydroHillChart - Modulul Pelton", Analele UEMR, ANUL XXII, NR.1, 2015, ISSN 1453 - 7397.
- [32] Grein H., "The Wyss Hydraulic Test Beds. Sulzer Escher Wyss", Zurich Switzerland.
- [33] Guriev V.P., "Încercarea mașinilor hidraulice", Editura "Energetică de Stat", București, 1955.
- [34] Holmes, M.H., "Introduction to Numerical Methods in Differential Equations", Ed. Springer, Troy, 2000.
- [35] Hunter, J. D., "Matplotlib. A 2D graphics environment", Computing In Science & Engineering, Volume 9, Number 3, 2007.
- [36] Ida, T., "Analysis of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbines", Journal of hydraulic research, Vol.27, 1989.
- [37] Jorde, K., Sommer, F., "Lectures in Hydropower Systems", UNESCO - IHE, Delft, 2008.
- [38] Julieta Florea, "Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice", Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [cpp] [39] Kovalev N. N., "Turbine hidraulice. Construcții și probleme de proiectare", Editura Mașinostroenie, Leningrad, 1971.
- [40] Kreith, F., Berger, S.A., "Fluid Mechanics", Ed. Frank Kreith, Boca Raton CRC Press LLC, 1999.
- [41] Langtangen H., P., "A Primer on Scientific Programming with Python", ISBN: 3642024742, Springer, 2009.
- [42] Lawrence, S., "Hydropower", Leeds School of Business, University of Colorado Boulder, 2007.
- [43] Lejeune, A., Topliceanu, I., "Energies renouvelables et cogénération pour le développement durable en Afrique", Université de Liège, Faculty of Science Applied, EREC, 2002.
- [44] Luis Pedro Coelho, Willi Richert, "
- [45] Mihai Exarhu, "Turbine hidraulice și turbotransmisii", Institutul Politehnic București, 1983.
- [46] Mike Ohlson de Fine , " Python 2.6 Graphics Cookbook", Packt Publishing, ISBN 978-1-849513-84-5, Birmingham , 2010.
- [47] Mosonyi, E., "Water power development", Akadémia Budapest, 1991.

- [48] Muntean S. – “Analiza numerică a curgerii în turbinele hidraulice Francis”, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 978-973-638-355-7, Timișoara, 2008.
- [49] Muntean S.– “Metode numerice pentru determinarea câmpurilor tridimensionale din rotoarele turbinelor Francis”, Teză de doctorat, Timișoara, 2002.
- [50] Nakayama, Y., Boucher, R.F., ”Introduction to Fluid Mechanics”, Butterworth Heinemann, Oxford, 1999.
- [51] Nedelcu D., Ghican (Bostan) A., Peris-Bendu F., ”*HydroHillChart – Modulul Francis. Aplicație pentru calculul caracteristicii universale a turbinelor hidraulice de tip Francis*” Analele UEMR, ANUL XXII, NR.1, 2015, ISSN 1453 - 7397.
- [52] Nedelcu D., Ghican (Bostan) A., Peris-Bendu F., ”*HydroHillChart – Modulul Pelton. Aplicație pentru calculul caracteristicii universale a turbinelor hidraulice de tip Pelton*”, Analele UEMR, ANUL XXII, NR.1, 2015, ISSN 1453 - 7397.
- [53] Oliphant, T. E., ”Python for scientific computing”, Computing in Science & Engineering, Volume 9, 2007.
- [54] Owens, M., ”The Definitive guide to SQLite”, Apress, 2006.
- [55] Perez, F., Granger. B. E., ”IPython. A system for interactive scientific computing”, Computing in Science & Engineering, Volume 9, 2007.
- [56] Pozrikidis, C., ”Fluid dynamics. Theory, Computation and Numerical Simulation.”, Kluwer Academic Publishers, 2001.
- [57] Preda I., Aghel A. – “Studiul comparativ al caracteristicilor energetice și de cavitație al unui rotor de turbină axială”, Buletinul Științific și Tehnic al IPT Seria 2, 1963.
- [58] Rappin, N., Dunn, R., ”wxPython in Action”, Manning Publications Co., 2006.
- [59] Rohatgi Ankit, ”WebPlotDigitizer. Web based tool to extract data from plots, images, and maps.”, 2015
- [60] Rougier, N.P., Droettboom, M., Bourne, P.E., ”Ten Simple Rules for Better Figures”, Featured in PLOS Collections, 2014.
- [61] Rumînski, L.Z., ”Prelucrarea matematică a datelor experimentale”, Editură Tehnică, București, 1974.
- [62] Saha Amit, ”Doing Math with Python”, ISBN: 978-1-59327-640-9, 2015.
- [63] Sandro Tosi, ”Matplotlib for Python Developers”, Packt Publishing, ISBN 978-1-847197-90-0, Birmingham , 2009.
- [64] Shavelev D.S., ”Echipament hidroenergetic și auxiliar de la centralele hidroelectrice”, Volumul 1, Editura Energoizdat, Moscova, 1988.

- [65] Stematiu Dan, "Amenajări hidroenergetice", Editura Conspress, București, 2008.
- [66] Tămaș, M., Baya, A., "Turbine și turbostransmisii. Îndrumător de laborator", IPTV, Timișoara, 1983.
- [67] Tănăsă C., "Flow-Feedback pentru reducerea fluctuațiilor de presiune în difuzorul conic al turbinelor hidraulice", Teză de doctorat, Timișoara, 2011.
- [68] Vilker D.S., "Laborator practicum pe ghidromehanike", Editura "Fizmatghiz", 1959.
- [69] Voia I., "Roata de apă – primul motor", Editura Orizonturi Universitare, ISBN 978-973-638-332-8, Timișoara, 2007.
- [70] White, F. M., "Fluid Mechanics". McGraw-Hill, 2nd edition, 1986.
- [71] Worthing A.G., Geffner J., "Prelucrarea datelor experimentale", Editura Tehnică, București, 1959.
- [72] ***** - ASTRO Turbine Test Stand. Research Institute, Graz, Austria, Edition December, 1994.
- [73] ***** - CKD Blansko, Hydraulic Laboratory, Blansko, Cyech Republic.
- [74] ***** - FUJI Hydraulic Turbine and Generator, Tokyo, Japan.
- [75] ***** - GUANGZHOU model acceptance tests, Institut de Machines Hydrauliques et de Mecanique de Fluides (IMHEF), Lausanne, Elvetia, Switzerland.
- [76] ***** - Kvaerner Hydro, Hydraulic Turbine Laboratory, Trollhattan, Sweden.
- [77] ***** - Mitsubishi Water Turbines and Pump Turbines, Tokyo, Japan.
- [78] ***** - Presentation for FUJI test rig.
- [79] ***** - Presentation HydroNet 2011.
- [80] ***** - Prospect pentru Laboratorul Institutului de Mașini Hidraulice și Mecanica Fluidelor Lausanne (Elveția).
- [81] ***** - Prospect pentru Standul de încercări al firmei CKD Blansko, Cehia.
- [82] ***** - Prospect pentru Standul de încercări al firmei Turboinstitut din Ljubljana.
- [83] ***** - Prospect pentru Standul de încercări al S.C. HYDRO-ENGINEERING S.A.
- [84] ***** - Prospect pentru Standul de încercări Fuji.
- [85] ***** - Prospect pentru Standul de încercări Kvaerner Hydro din Trollhattan
- [86] ***** - Prospect pentru Standul de încercări LMZ.
- [87] ***** - Prospect pentru Standul de încercări Mitsubishi.
- [88] ***** - Puesto de ensayo de Turbinas Bombas, VOEST, Linz, Austria.
- [89] ***** - RIVA Calzoni, Hydraulic Machine Laboratory, Milano, Italia.

- [91] ***** - *Tehniceskoe predlojenie na postavku ghidroturbinnogo agregata. No. 7 GES Djerdap I*, Sankt Petersburg, Russia , 1995.
- [92] ***** - *Toshiba Hydraulic Research Laboratory*, Tokyo, Japan.
- [93] ***** - *U.C.M. Reșița S.A. – Research Laboratory. Guarantee Test Station*, Reșița, România.
- [94] ***** - *Performance conversion method for hydraulic turbines and pumps*, JSME S008, 1989.
- [95] www.andritz.com
- [96] www.astroe.at
- [97] www.cchaptr.ro/oferta/HydroHillChart.html.
- [98] www.turboinstitut.si
- [99] <http://en.wikipedia.org/Rainpower>.
- [100] <http://lmh.epfl.ch>
- [101] <http://www.toshiba.co.jp>