



Universitatea POLITEHNICA din București

Școala Doctorală de Inginerie Energetică

REZUMAT

TEZĂ DE DOCTORAT

**Studii experimentale asupra funcționării energetice și
cavitaționale a pompelor centrifuge cu turație variabilă,
cuplate în paralel**

Autor: ing. Petre-Ovidiu CIUC

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. habil. Sanda-Carmen GEORGESCU

Cuvinte cheie:

cavitație, cuplare în paralel, pompă cu turație variabilă, punct de
funcționare energetică, puterea pompei, stație de pompare

2023

CUPRINS

Prefață	1
CAP. 1. Introducere	3
1.1. Structura tezei de doctorat	3
1.2. Stadiul actual al cercetării în domeniul funcționării energetice și cavitaționale a pompelor	4
1.3. Probleme în exploatarea stațiilor de pompare, cauzate de circuitul hidraulic de aspirație al pompelor	9
1.3.1. Îngustarea secțiunii conductei de aspirație pentru racordarea la flanșa de aspirație a pompei	11
1.3.2. Existența unui cot imediat amonte de flanșa de aspirație a pompei	14
1.4. Studiu de caz: Stația de pompare a sistemului de irigații Seimenii Mici (județul Constanța)	18
1.4.1. Descrierea sistemului studiat	18
1.4.2. Constatări cu ocazia vizitei efectuate la SP Seimeni la data de 15 iulie 2016	23
1.4.3. Analiza funcționării sistemului de irigații Seimenii Mici pentru configurația din 2016	28
1.4.4. Constatări cu ocazia vizitei efectuate la SP Seimeni la data de 20 sept. 2017	29
1.4.5. Măsuri recomandate pentru refacerea SP Seimeni – măsuri minim invazive în raport cu configurația inițială	32
1.4.6. Recomandări legate de modul de în care ar trebui să funcționeze sistemul de irigații Seimenii Mici	34
1.4.7. Refacerea Stației de pompare Seimenii Mici (luna mai 2018)	35
CAP. 2. Proiectarea și realizarea standului experimental	38
2.1. Standul experimental în configurația din perioada 2014÷2017	38
2.1.1. Pompa centrifugă multietajată	42
2.1.2. Componente și accesorii ale stației de pompare Hydro-Unit Utility Line	43
2.1.3. Convertizoare de frecvență Danfoss (utilizate în perioada 2014÷2017)	45
2.1.4. Motorul electric de antrenare (motor asincron trifazat)	45
2.2. Descrierea standului experimental proiectat și realizat în 2018, în cadrul tezei de doctorat	47
CAP. 3. Automatizarea și controlul standului experimental	56
3.1. Reglarea continuă a funcționării pompelor în stații de pompare	56
3.2. Comanda și controlul stației de pompare	57
3.2.1. Controlul stației de pompare	58
3.2.2. Componentele sistemului de acționare, măsură și control	59
3.2.3. Funcțiuni de comandă și control ale automatizării	62
3.2.4. Moduri de operare a pompelor	63
3.2.5. Interfața de operare a panoului de automatizare	64
3.2.6. Specificații PLC Contorizare	67
CAP.4. Formularea matematică a problemelor studiate	71
4.1. Parametrii mășurați și parametrii calculați	71
4.1.1. Parametrii mășurați	71
4.1.2. Parametrii calculați	76
4.2. Sistemul de ecuații care descrie funcționarea sistemului când presiunea prescrisă (PSP) se referă la presiunea indicată de traductorul TR1 de pe magistrala de refulare din stația de pompare	92

4.2.1. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează fără consumatori finali, cu vanele VA și V1÷V3 în poziție normal deschisă	93
4.2.2. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează fără consumatori finali, cu vana VA parțial închisă și cu vanele V1÷V3 în poziție normal deschisă	100
4.2.3. Cazul în care standul funcționează fără consumatori finali, cu vana VA în poziție normal deschisă și cu vanele V1÷V3 parțial închise	101
4.2.4. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează fără consumatori finali, cu vanele VA și V1÷V3 parțial închise	103
4.2.5. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează cu consumatori finali, cu vanele VA și V1÷V3 parțial închise	105
4.3. Sistemul de ecuații care descrie funcționarea sistemului când presiunea prescrisă (PSP) se referă la presiunea indicată de traductorul TR2 amplasat pe magistrala de refulare la distanță de stația de pompare, imediat aval de consumatorii finali	108
4.3.1. Cazul în care nodul de monitorizare este TR2, iar standul funcționează fără consumatori finali	109
4.3.2. Cazul în care nodul de monitorizare este TR2, iar standul funcționează cu consumatori finali	111
4.4. Cazul în care presiunea prescrisă (PSP) este setată în mod alternativ, ori în nodul de monitorizare TR1, ori în nodul de monitorizare TR2, pentru aceleași valori ale debitelor (pentru aceleași poziții ale vanei VR și ale robinetelor consumatorilor)	116
4.4.1. Scopul studiului	116
4.4.2. Funcționarea în ”tandem, cu TR1 impus și TR2 calculat”	118
4.4.3. Funcționarea în ”tandem, cu TR2 impus și TR1 calculat”	119
CAP.5. Studiului experimental al funcționării energetice și cavitaționale a pompelor din stația de pompare, fără consumatori, cu presiunea prescrisă (PSP) la traductorul TR1 din stația de pompare	121
5.1. Tipurile de încercări experimentale efectuate	121
5.2. Analiza și interpretarea rezultatelor obținute în urma studiului, funcționării energetice și cavitaționale a pompelor	123
CAP. 6. Studiul experimental comparativ al funcționării energetice a pompelor, comandate după presiunea prescrisă (PSP) menținută la refulare în stația de pompare (la traductorul de presiune TR1), respectiv la distanță de stația de pompare (la traductorul de presiune TR2)	129
6.1. Tipurile de încercări experimentale efectuate cu presiunea prescrisă (PSP) setată la TR1, respectiv la TR2	129
6.2. Analiza și interpretarea rezultatelor obținute în urma studiului funcționării energetice a pompelor comandate prin PSP impusă la TR1, respectiv la TR2	130
CAP.7. Concluzii	137
7.1. Concluzii generale asupra rezultatelor obținute	137
7.2. Contribuții originale	139
7.3. Perspectivele cercetării	141
Referințe bibliografice	142
Lista de lucrări elaborate în tematica tezei de doctorat	158
ANEXA A	
ANEXA B	

Prefață

Teza de doctorat ”Studii experimentale asupra funcționării energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge cu turație variabilă, cuplate în paralel” contribuie la îmbunătățirea exploataării stațiilor de pompare. Tema abordată este de mare interes în sistemele de alimentare cu apă potabilă, precum și în alte rețele/sisteme hidraulice din centralele electrice și din alte obiective din industrie, sau din irigații.

Tematica aleasă nu este întâmplătoare: am identificat actualitatea temei și oportunitatea studierii acesteia în activitatea profesională pe care o desfășor de peste 15 ani în ingineria energetică. Mi-am început cariera în 2006, ca tehnician energetician în producerea și furnizarea de energie electrică la o companie din Câmpina, principala responsabilitate fiind exploatarea unor microhidrocentrale. Am continuat apoi, până în septembrie 2010, ca tehnician electronist, în fabricarea de instrumente și dispozitive pentru măsură, verificare și control la o altă companie din Câmpina. După acest prim contact cu industria energetică, în octombrie 2010 am început studiile universitare la Facultatea de Energetică din Universitatea POLITEHNICA din București (UPB), unde am absolvit programul de studii de licență în *Hidroenergetică* în iulie 2014, iar în iunie 2016 am absolvit programul de studii de masterat în *Hidraulică tehnică și hidroenergetică*.

La finele anului III de studii de licență, am făcut stagiul de practică internship de 3 luni la S.C. Multigama Tech s.r.l. din București, unde am fost inițiat în instalarea pompelor, revizii, reparații și mentenanța echipamentelor de pompare. După stagiul de practică, am continuat colaborarea cu compania respectivă, iar din octombrie 2014, am fost angajat ca manager de proiect la S.C. Multigama Tech. Din ianuarie 2016 am devenit manager de proiect la S.C. Multigama Service s.r.l. din București, companie la care îmi desfășor activitatea și în prezent, în sectorul stațiilor de pompare, alimentării cu apă (apă potabilă, apă de răcire, apă tehnologică) și pompelor din industria energetică și chimică. De peste 6 ani, sunt responsabil pe contractele de mentenanță, mă ocup de organizarea, planificarea și coordonarea întregului proces de punere în funcțiune și service/reparații pompe în garanție și post garanție, de asistența tehnică și suportul tehnic, respectiv coordonez lucrările în șantier.

Din octombrie 2016, am devenit doctorand în cadrul Școlii Doctorale de Inginerie Energetică din UPB, sub îndrumarea doamnei prof. dr. ing. Sanda-Carmen Georgescu. În alegerea temei de doctorat, am ținut seama de problemele identificate până în acel moment în stațiile de pompare din țară, mai exact de situațiile concrete întâlnite *in situ*, anume faptul că multe stații de pompare sunt greșit proiectate, pompele nu funcționează la capacitatea proiectată și/sau cavitează, pompele sunt greșit montate, iar energia electrică consumată pentru pompare este mult prea mare. Am întâlnit și situații total nefavorabile în care pompele sunt incorect montate în instalație și, în plus, funcționează cu cavitație, ceea ce conduce foarte rapid la amplificarea vibrațiilor și la distrugerea lagărelor și rotoarelor pompelor.

În consecință, bazat pe preocupările profesionale de la locul de muncă, am ales să studiez la doctorat funcționarea energetică și cavitațională a pompelor centrifuge cu turație variabilă, cuplate în paralel, acest mod de cuplare fiind cel mai utilizat în stațiile de pompare.

Pentru a justifica importanța temei alese, în partea introductivă a tezei, am prezentat în detaliu un studiu de caz, corespunzător Stației de pompare pentru irigații de la Seimenii Mici (la nord de Cernavodă) – o stație de pompare modernă, pusă în funcțiune în 2015, respectiv complet distrusă în 2017, ca urmare a proiectării necorespunzătoare, dar și a ignoranței personalului de exploatare.

Pentru studiul funcționării energetice și cavitaționale a pompelor, am proiectat, construit și pus în funcțiune un stand experimental în Laboratorul de Mașini Hidraulice (sala ELa 022) din Departamentul de Hidraulică, Mașini Hidraulice și Ingineria Mediului, din UPB. Componentele principale ale standului au fost obținute prin sponsorizare de la companiile, Multigama Tech, Multigama Service și Valrom.

Subliniez faptul că am realizat acest stand experimental și am derulat toate campaniile de încercări experimentale în colaborare cu colegul meu, doctorand ing. Remus Alexandru Mădulărea, care și-a realizat de asemenea teza de doctorat [*Mădulărea, 2023*] sub îndrumarea doamnei profesoare Georgescu. Cele două teze de doctorat s-au derulat în paralel și s-au completat reciproc, astfel încât fiecare teză conține seturi diferite de încercări experimentale, după caz, cu sau fără modelările numerice aferente.

După cum voi arăta în cadrul prezentei teze de doctorat, standul experimental realizat permite efectuarea încercărilor energetice și cavitaționale a 3 pompe centrifuge multietajate, acționate cu turație variabilă, cuplate în paralel într-o stație de pompare încadrată într-o instalație hidraulică în circuit închis. Pentru a simula funcționarea standului în condițiile unei cerințe de apă variabile, am prevăzut și montat 3 consumatori finali pe circuitul de refulare al stației de pompare. Standul experimental a fost dotat cu aparate de măsură și cu un panou de automatizare și control cu HMI (*Human Machine Interface*). Comanda standului a fost proiectată în cadrul tezei pentru a permite comandarea funcționării pompelor din stația de pompare (pornirea/oprirea și variația turației acestora) în funcție de nivelul de presiune înregistrat într-unul din cele două noduri de monitorizare prevăzute pe magistrala de refulare, anume: un nod situat la ieșirea din stația de pompare, respectiv un nod situat la distanță față de stația de pompare, imediat aval de consumatorii finali.

În cadrul tezei de doctorat, prin studiul experimental întreprins pe standul sus-menționat, am evidențiat influența circuitului de aspirație asupra bunei funcționări a unei stații de pompare care alimentează o rețea de alimentare cu apă. Astfel, am analizat problemele pe care funcționarea energetică și cavitațională a turbopompelor cu turație variabilă le pune în exploatarea stațiilor de pompare și am formulat concluzii legate de îmbunătățirea exploatării acestora.

1. Introducere

1.1. Structura tezei de doctorat

Tematica acestei teze de doctorat vizează îmbunătățirea exploatarei stațiilor de pompare, accentul fiind pus pe evitarea cavităției (sau diminuarea efectelor cavităției), respectiv pe reducerea consumului de energie electrică pentru pompare. După cum se va demonstra în continuare, concluziile pot fi aplicate cu precădere în sistemele de alimentare cu apă potabilă, dar pot fi extinse și pentru circuitele/sistemele hidraulice din irigații, din centralele electrice, precum și din alte obiective din industrie.

Teza este structurată pe 5 capitole, al căror conținut este schematizat în figura 1.1. La finalul tezei sunt concluziile generale și perspectivele cercetării, lista contribuțiilor originale, precum și lista referințelor bibliografice.

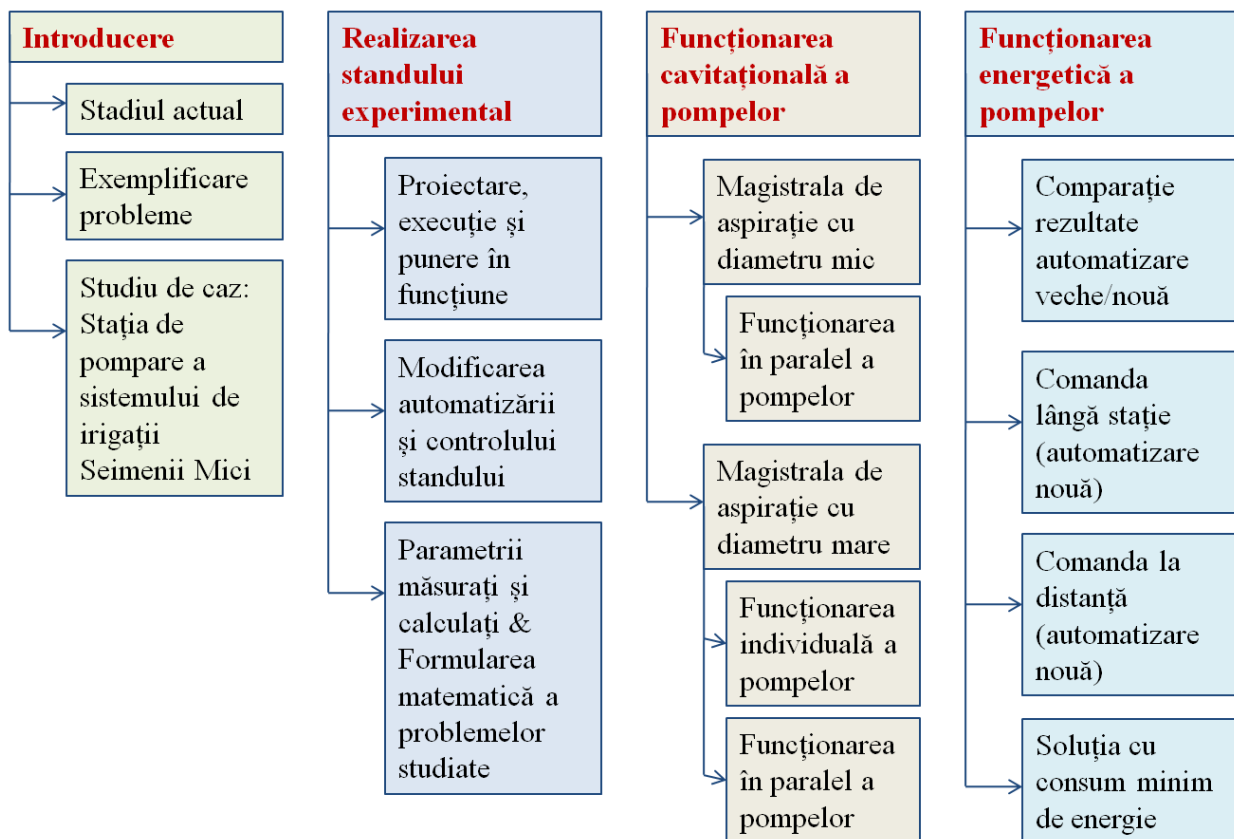


Fig. 1.1. Conținutul tezei de doctorat

1.2. Stadiul actual al cercetării în domeniul funcționării energetice și cavitaționale a pompelor

În acest capitol am analizat stadiul actual al cercetării în domeniul funcționării energetice și cavitaționale a pompelor, după următoarele **10 criterii de departajare a studiilor**:

- **A1.** Funcționarea cu cavitație a pompei/pompelor (fond bleu) | sau Funcționarea cu aer în instalație (fond galben);
- **A2.** Funcționarea fără cavitație a pompei/pompelor;
- **A3.** Pompa/pompele funcționează cu turație constantă;
- **A4.** Pompa/pompele funcționează cu turație variabilă;
- **A5.** În instalație este montată o singură pompă;
- **A6.** Pompele sunt cuplate în paralel;
- **A7.** Aplicația se referă la o instalație de pompare experimentală;
- **A8.** Aplicația se referă la stații de pompare din sisteme de alimentare cu apă sau irigații;
- **A9.** Studiu teoretic (modelare matematică) și/sau utilizare de software specializat;
- **A10.** Metodă/strategie de reglare (de control) a funcționării pompelor.

În tabelul 1.1 sunt trecute lucrările relevante pe care le-am identificat în literatura de specialitate și pe care am reușit să le accesez – pentru fiecare lucrare, sunt marcate criteriile îndeplinite, dintre cele enumerate mai sus: **A1÷A10**.

Tabelul 1.1. Sinteza conținutului referințelor bibliografice selectate

Nr. crt.	Referința citată [autor(i), an publicare]	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10
1	<i>Al-Arabi, 2010</i>	x	x	x		x		x			
2	<i>Al-Arabi & Alsalmi, 2017</i>	x		x			x	x			
3	<i>Al-Arabi & Selim, 2009</i>	x			x	x		x			
4	<i>Al-Hashmi, 2008</i>	x		x		x		x			
5	<i>Al-Hashmi et al., 2004</i>	x		x		x		x			
6	<i>Al-Obaidi, 2019</i>	x	x	x		x		x			
7	<i>Anton Alin et al., 2019</i>		x	x		x		x		x	
8	<i>Azizi et al., 2018</i>	x	x	x		x		x			
9	<i>Berardi et al., 2015a</i>		x	x	x		x		x	x	x
10	<i>Berardi et al., 2015b</i>		x	x	x		x		x	x	x
11	<i>Berardi et al., 2018</i>		x	x	x		x		x	x	x
12	<i>Birajdar et al., 2009</i>	x	x			x		x			
13	<i>Borges G., 2012</i>		x	x		x			x		
14	<i>Brennen, 2016</i>	x			x	x					
15	<i>Brennen & Braisted, 1980</i>	x						x			
16	<i>Briceño et al., 2019</i>		x	x	x		x		x	x	x
17	<i>Briceño-León et al., 2021</i>		x	x	x		x		x	x	x
Nr.	Referința citată	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10

crt.	[autor(i), an publicare]										
18	<i>Brogan et al, 2016</i>		x		x		x	x			x
19	<i>Capponi et al, 2014</i>		x		x		x		x		
20	<i>Chini et al, 2005</i>	x		x		x		x			
21	<i>Chudina, 2003</i>	x		x		x		x			
22	<i>Cimorelli et al, 2020</i>		x	x	x		x		x		
23	<i>Ciuc, 2014</i>		x	x	x	x	x	x			x
24	<i>Ciuc, 2016</i>		x	x	x	x	x	x		x	x
25	<i>Cowan et al, 2013</i>	x		x		x		x		x	
26	<i>Dadar et al, 2021</i>		x						x	x	
27	<i>Darweesh, 2018</i>		x	x	x	x		x		x	
28	<i>de Abreu Costa et al, 2018</i>		x		x	x		x		x	
29	<i>Dong et al, 2019</i>	x		x		x		x			
30	<i>Drăghici et al, 2017</i>	x			x	x		x			
31	<i>Drăghici et al, 2016</i>	x			x	x		x			
32	<i>Dunca et al, 2008</i>		x	x		x		x			
33	<i>Fu et al, 2015</i>	x		x		x		x		x	
34	<i>Georgescu A.-M., 2017</i>		x	x		x			x	x	
35	<i>Georgescu A.-M. et al, 2014a</i>		x		x	x	x	x		x	
36	<i>Georgescu A.-M. et al, 2015</i>		x	x	x	x				x	
37	<i>Georgescu A.-M. et al, 2007</i>		x		x		x		x	x	
38	<i>Georgescu A.-M. et al, 2014c</i>		x		x		x		x	x	x
39	<i>Georgescu A.-M. et al, 2017</i>		x		x		x		x	x	x
40	<i>Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2015</i>		x		x		x	x		x	
41	<i>Georgescu S.-C. et al, 2015</i>		x	x	x		x		x	x	x
42	<i>Georgescu S.-C. et al, 2010</i>		x	x			x	x		x	
43	<i>Giustolisi et al, 2016</i>		x	x			x		x	x	x
44	<i>Giustolisi et al, 2011</i>		x	x	x	x	x		x	x	
45	<i>Giustolisi et al, 2008</i>		x	x		x	x		x	x	
46	<i>Giustolisi & Walski, 2012</i>		x					x	x	x	
47	<i>Gomes et al, 2011</i>		x					x	x	x	
48	<i>Guo et al, 2021</i>	x	x	x		x		x			
49	<i>Guo et al, 2020</i>		x		x	x		x		x	
50	<i>Gupta et al, 2013</i>	x			x	x		x			
51	<i>Horowitz et al, 2006</i>		x	x	x	x	x	x		x	x
52	<i>Jensen & Dayton, 2000</i>	x		x		x		x			
53	<i>Kaya & Ayder, 2017</i>	x		x		x		x		x	
54	<i>Kotb & Abdulaziz, 2015</i>	x	x		x	x		x		x	
55	<i>Lamaddalena & Khila, 2012</i>		x		x		x		x		x
56	<i>Laucelli et al, 2016</i>		x	x	x		x		x	x	x
57	<i>Li & Baggett, 2007</i>		x		x		x		x	x	x
58	<i>Loucks & van Beek, 2017</i>		x							x	
59	<i>Mahaffey & van Vuuren, 2014</i>	x								x	
Nr.	Referința citată	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10

crt.	[autor(i), an publicare]										
60	<i>Maksimovic & Masry, 2009</i>		x					x	x		
61	<i>Marchi et al, 2012</i>		x	x	x	x		x	x		
62	<i>Menke et al, 2016</i>		x	x	x		x	x	x	x	
63	<i>Mishra et al, 2020</i>							x	x		
64	<i>Moradi-Jalal et al, 2003</i>		x	x			x	x	x		
65	<i>Mousmoulis et al, 2019</i>	x		x		x		x			
66	<i>Muranho et al, 2014</i>		x	x			x	x	x		
67	<i>Ng & Brennen, 1978</i>	x	x	x		x		x			
68	<i>Oikonomou et al, 2018</i>		x					x	x		
69	<i>Page et al, 2017</i>		x		x	x		x	x	x	
70	<i>Page et al, 2019</i>		x		x	x		x	x	x	
71	<i>Pirăianu et al, 2016</i>		x	x			x	x	x		
72	<i>Pothof & Clemens, 2011</i>	x		x		x		x	x		
73	<i>Pothof & Clemens, 2012</i>	x		x		x		x	x		
74	<i>Pothof & Karney, 2012</i>			x		x		x	x		
75	<i>Ross, 2023</i>		x					x			
76	<i>Rossmann, 2000</i>		x	x	x	x	x	x	x		
77	<i>Rossmann et al, 2020</i>		x	x	x	x	x	x	x		
78	<i>Salvadori et al, 2012</i>	x		x		x			x		
79	<i>Salvadori et al, 2015</i>	x		x		x		x	x		
80	<i>Sethi & Di Molfetta, 2019</i>		x					x	x		
81	<i>Shankar et al, 2021</i>		x		x		x	x	x		
82	<i>Shi, 2013</i>		x						x	x	
83	<i>Sloteman, 2007</i>	x		x		x		x			
84	<i>Sreedhar et al, 2017</i>	x		x		x		x			
85	<i>Świętochowska & Bartkowska, 2022</i>		x					x	x	x	
86	<i>Tanyimboh & Templeman, 2004</i>		x	x		x			x		
87	<i>Thornton & Lambert, 2006</i>		x						x	x	
88	<i>Todini, 2011</i>		x						x		
89	<i>Todini et al, 2007</i>		x		x		x	x	x		
90	<i>Trifunović, 2006</i>		x						x		
91	<i>Van Bennekom et al, 2001</i>		x			x					
92	<i>Zhang L. & Zhuan, 2019</i>		x		x		x	x			
93	<i>Zhang Z. et al, 2020</i>	x		x		x		x			
94	<i>Wagner et al, 1988</i>		x			x			x		
95	<i>Wu et al, 2009</i>		x	x	x	x	x	x	x	x	
Total lucrări per criteriu		32	70	55	41	53	35	47	40	62	23
Procente [%] pe fiecare criteriu din totalul de 95 de lucrări		34	74	58	43	56	37	49	42	65	24

Tabelul 1.1. conține 95 de lucrări științifice, pe care le-am selectat și analizat, subiectele tratate în acestea încadrându-se direct sau conex în tematica tezei de doctorat.

Un număr de **32 de lucrări corespund criteriului A1 (funcționarea cu cavitație a pompei/pompelor | funcționarea cu aer în instalație), dintre care,**

- **21 de lucrări tratează strict funcționarea cu cavitație a turbopompelor**, iar dintre acestea:
 - numai 5 lucrări se referă la pompe cu **turație variabilă** (criteriul **A4**) [*Al-Arabi & Selim, 2009; Gupta et al, 2013; Brennen, 2016; Drăghici et al, 2016; Drăghici et al, 2017*], restul de 16 lucrări abordând strict cazul pompelor cu turație constantă (criteriul **A3**);
 - numai o lucrare studiază funcționarea cu cavitație a pompelor **cuplate în paralel** (criteriul **A6**) [*Al-Arabi & Alsalmi, 2017*], anume cu acționarea cu **turație constantă** a pompelor (**A3**); restul de 20 de lucrări se referă strict la funcționarea izolată a pompei studiate (criteriul **A5**), iar 5 din aceste 20 de studii corespund pompelor cu turație variabilă (**A4**) – cele citate mai sus;
 - 20 dintre cele 21 de lucrări se referă la funcționarea cavitațională a pompelor în instalații de pompare experimentale (criteriul **A7**), iar 4 dintre cele 20 conțin și studiu teoretic (criteriul **A9**); o singură lucrare [*Salvadori et al, 2012*] este strict teoretică (**A9**);
- **7 lucrări tratează funcționarea energetică și cavitațională a turbopompelor**, cu accent pe funcționarea cu cavitație [*Ng & Brennen, 1978; Birajdar et al., 2009; Al-Arabi, 2010; Kotb & Abdulaziz, 2015; Azizi et al., 2018; Al-Obaidi, 2019; Guo et al, 2021*]; toate aceste 7 studii se referă la funcționarea izolată a pompelor (criteriul **A5**), în instalații de pompare experimentale (**A7**); o lucrare [*Kotb & Abdulaziz, 2015*] se referă la pompe acționate cu turație variabilă (**A4**), iar celelate 6 lucrări se referă la pompe acționate cu turație constantă (**A3**); o singură lucrare [*Kotb & Abdulaziz, 2015*] conține și o parte teoretică (criteriul **A9**);
- **4 lucrări tratează funcționarea cu aer în instalație**, anume: un studiu teoretic (criteriul **A9**) este legat de **acumularea de aer pe tronsonul de conductă racordat la flanșa de aspirație a pompei** [*Mahaffey & van Vuuren, 2014*], 2 studii abordează atât teoretic (**A9**), cât și experimental acumularea de aer (pungile de aer) în conducte în pantă (aducțiuni în amenajări hidroenergetice, alimentări cu apă, transportul apei uzate) și în conducte de tip sifon [*Pothof & Clemens, 2011; Pothof & Clemens, 2012*], respectiv un studiu tratează experimental antrenarea de aer în pompe cu ax vertical, prin vortexul format între suprafața liberă a apei din cuvă și aspirația pompei [*Zhang Z. et al, 2020*]; cele 3 studii experimentale citate au fost realizate în instalații de pompare experimentale (criteriul **A7**), dotate cu o singură pompă (**A5**) acționată cu turație constantă (**A3**).

Un număr de **70 de lucrări corespund criteriului A2 (funcționarea fără cavitație a pompei/pompelor)**, dintre care **63 lucrări tratează strict funcționarea energetică a turbopompelor**, iar 7 lucrări conțin și funcționarea cavitațională, corespunzând și criteriului **A1** (acestea au fost analizate și citate anterior). **Dintre cele 63 de lucrări rămase,**

- 41 de lucrări se referă la pompe cu **turație variabilă** (criteriul **A4**), iar 19 dintre acestea consideră și cazul pompelor cu turație constantă (criteriul **A3**); 12 lucrări abordează strict cazul pompelor cu turație constantă (**A3**); 12 din cele 59 de lucrări nu precizează nimic despre turația pompei/pompelor, deci se pot adăuga (în mod implicit) criteriului **A3**;
- 35 de lucrări studiază funcționarea energetică a pompelor **cuplate în paralel** (criteriul **A6**), iar 9 dintre acestea se referă și la funcționarea izolată a pompei studiate (criteriul **A5**); 15 lucrări

se referă strict la funcționarea izolată a pompei studiate (A5); 14 din cele 63 de lucrări nu menționează modul de funcționare al pompei/pompelor;

- 40 de lucrări se referă la funcționarea pompelor în **stații de pompare** (criteriul A8), iar 4 dintre acestea se referă și la instalații de pompare experimentale (A7); 14 lucrări se referă strict la funcționarea pompelor în instalații de pompare experimentale (A7); din punctul de vedere al sistemului hidraulic, 9 din cele 63 de lucrări nu se încadrează la criteriile A7/A8;
- dintre cele 18 lucrări bazate pe **instalații de pompare experimentale** (A7), 15 lucrări conțin și modelarea matematică (criteriul A9), iar 4 dintre acestea menționează și **metoda de reglare a funcționării pompelor** (criteriul A10);
- dintre cele 36 lucrări bazate pe **stații de pompare** (A8), 31 de lucrări conțin și modelarea matematică (A9), iar 16 dintre cele 36 menționează și **metoda de reglare a pompelor** (A10).

Printre cele 63 de lucrări analizate mai sus, care corespund criteriului A2 (funcționarea fără cavitație a pompei/pompelor), am identificat **28 de studii legate de funcționarea energetică a pompelor cuplate în paralel** (criteriul A6) și **acționate cu turație variabilă** (criteriul A4). Dintre aceste 28 de studii,

- 16 studii consideră și **acționarea pompelor cu turație constantă** (A3);
- 21 studii se referă la **stații de pompare** (A8), iar dintre acestea, 2 studii conțin și instalație experimentală (A7); 19 studii din cele 21 care corespund criteriului A8 conțin și modelarea matematică (A9); 13 studii din cele 21 care corespund criteriului A8 menționează și **metoda de reglare a funcționării pompelor** (A10); cele 2 studii atașate criteriului A7 nu corespund criteriului A10;
- 7 studii se referă strict la **instalații de pompare experimentale** (A7), iar dintre acestea, 5 studii conțin și modelarea matematică (A9); 2 studii dintre ultimele 5 menționează și **metoda de reglare a funcționării pompelor** (A10).

În prezenta teză, tematica aleasă acoperă preponderent următoarea combinație de criterii: funcționarea cavitațională (criteriul A1) și/sau energetică (criteriul A2) a turbopompelor cuplate în paralel (criteriul A6), acționate cu turație variabilă (criteriul A4), montate în instalații de pompare experimentale (criteriul A7) sau în stații de pompare (criteriul A8), studiate inclusiv teoretic (criteriul A9), respectiv comandate pe baza unei metode/strategii de reglare (criteriul A10). **Combinatia de criterii** de mai sus poate fi exprimată cu ajutorul operatorilor logici, astfel: **A1|A2 & A4 & A6 & A7|A8 & A9 & A10**.

Printre cele 32 de lucrări care corespund criteriului A1, nu am identificat **nici un studiu legat de funcționarea cu cavitație a pompelor cuplate în paralel** (A6) **acționate cu turație variabilă** (A4). Am identificat **o singură lucrare** [Al-Arabi & Alsalmi, 2017] în care pompele funcționează **cuplate în paralel** (A6) **cu turație constantă** (A3). Mai mult, nici una dintre lucrările de la criteriul A1 **nu se referă la stații de pompare** (A8), respectiv nici una **nu menționează vreo metodă/strategie de reglare a funcționării pompelor** (A10).

Printre cele 63 de lucrări care tratează **strict funcționarea energetică a turbopompelor** (criteriul A2), am identificat **17 lucrări în care pompele sunt cuplate în paralel** (A6) și sunt **acționate cu turație variabilă** (A4) pe baza unei **metode/strategii de reglare** (A10), dintre care,

- **13 lucrări** [*Li & Baggett, 2007; Wu et al, 2009; Lamaddalena & Khila, 2012; Georgescu A.-M. et al, 2014c; Georgescu S.-C. et al, 2015; Berardi et al., 2015a; Berardi et al., 2015b; Laucelli et al, 2016; Menke et al, 2016; Georgescu A.-M. et al, 2017; Berardi et al., 2018; Briceño et al., 2019; Briceño-León et al, 2021*] se referă la **stații de pompare (A8)**;
- **4 lucrări** [*Horowitz et al, 2006; Ciuc, 2014; Brogan et al, 2016; Ciuc, 2016*] se referă la **instalații de pompare experimentale (A7)**.

Din totalul de 17 lucrări citate mai sus, **12 lucrări consideră atât acționarea cu turație variabilă (A4), cât și acționarea pompelor cu turație constantă (A3)**, deci numai 5 lucrări [*Li & Baggett, 2007; Lamaddalena & Khila, 2012; Georgescu A.-M. et al, 2014c; Brogan et al, 2016; Georgescu A.-M. et al, 2017*] se încadrează strict la criteriul **A4**.

Menționez faptul că **2 dintre lucrările citate mai sus îmi aparțin [Ciuc, 2014 & 2016]**. Acestea reprezintă proiectele de finalizare a studiilor, pe care le-am realizat pentru diploma de licență (în 2014), respectiv pentru disertație (în 2016). Ambele proiecte s-au bazat pe un **stand experimental pe care l-am realizat și pus în funcțiune în 2014, în Laboratorul de Mașini Hidraulice din UPB, stand pe care l-am modernizat ulterior, în aprilie 2016**.

În urma analizei bibliografice întreprinse pe baza celor 95 de lucrări citate în tabelul 1.1, reiese faptul că **tematica abordată în prezenta teză de doctorat nu este acoperită în aceste lucrări de specialitate pe partea funcționării cavitaționale a pompelor cuplate în paralel, respectiv tematica este insuficient acoperită pe partea funcționării energetice a pompelor cuplate în paralel, comandate pe baza unei metode sau strategii de reglare a funcționării acestora (17 lucrări reprezintă mai puțin de 19% din totalul de 95 de lucrări analizate)**.

Mai mult, **nici una dintre cele 95 de lucrări analizate nu tratează simultan ambele aspecte ale funcționării pompelor cuplate în paralel, anume funcționarea energetică și cavitațională**. Este clar faptul că ambele aspecte trebuie luate în considerare simultan, pentru a realiza o exploatare corectă a stațiilor de pompare existente în sistemele de alimentare cu apă, în irigații, în circuitele de apă de răcire, de apă tehnologică etc din industrie. Din acest punct de vedere, consider că prezenta teză aduce o contribuție pozitivă în domeniul studiat.

1.4. Studiu de caz: Stația de pompare a sistemului de irigații Seimenii Mici (județul Constanța)

În această secțiune, s-a exemplificat printr-un studiu de caz proiectarea incorectă a unei stații de pompare, atât pe partea de aspirație, cât și pe cea de refulare, ceea ce a condus la distrugerea stației de pompare la mai puțin de un an și jumătate de la punerea ei în funcțiune [*Georgescu S.-C. et al (Ciuc), 2017b*]. Studiul de caz prezentat în continuare se referă la Stația de pompare a sistemului de irigații Seimenii Mici, din județul Constanța (la cca 6 km nord de orașul Cernavodă), o stație de pompare semiîngropată, cu cameră uscată, echipată cu **4 pompe centrifuge monoetajate, cuplate în paralel, acționate cu turație variabilă**. Stația de pompare (denumită în continuare **SP Seimeni**) face parte din sistemul de irigație a terenurilor agricole din

zonă: stația este alimentată cu apă din Dunăre printr-o magistrală de aspirație de circa 2.5 km; magistrala de refulare conduce apa către un sistem de irigație (rețea ramificată) cu 10 pivoți centrali, dispuși astfel încât să acopere o suprafață irigabilă cât mai mare. Lungimea totală (cumulată) a tronsoanelor rețelei ramificate dintre SP Seimeni și pivoții centrali este de circa 13.4 km. Maxim 3 din cei 10 pivoți pot funcționa simultan [*Georgescu A.-M. et al (Ciuc), 2018; Mădulărea, 2022*].

2. Proiectarea și realizarea standului experimental

2.1. Standul experimental în configurația din perioada 2014÷2017

În primăvara anului **2014**, în cadrul **Laboratorului de Mașini Hidraulice** (sala ELa022) din UPB, am realizat și pus în funcțiune standul experimental din figura 2.1 [*Ciuc, 2014*]. Componenta de bază a standului experimental din figura 2.1 era reprezentată de **sistemul de ridicare a presiunii** denumit *Hydro-Unit Utility Line* [*DP Pumps, 2012*], produs de firma DP Pumps din Olanda (parte a companiei KSB Germania). Această **stație de pompare** (abreviată în continuare: **SP**) este echipată cu 3 pompe acționate cu turație variabilă, cuplate în paralel prin conducte și fittinguri din oțel. Alimentarea cu apă rece s-a realizat în circuit închis dintr-un rezervor cu nivel constant, deschis la presiunea atmosferică. În cadrul standului din figura 2.1, rezervorul de apă era conectat la SP prin conducte și fittinguri din PPR alb (conductele aveau o lungime foarte scurtă); o vană de reglare a debitului era montată pe conducta de refulare, înainte de intrarea în rezervor; exista și o vană de izolare pe conducta de aspirație, menținută în poziție normal deschisă.



Fig. 2.1. Configurația standului experimental în perioada 2014-2017

În anul **2016**, am modernizat standul experimental din figura 2.1 [*Ciuc, 2016*]: mai exact, am montat interfețe cu display pe convertizoarele de frecvență Danfoss [*Danfoss, 2012*], ceea ce a permis dezvoltarea cercetării [*Dunca, Ciuc et al, 2017*]. În perioada **2014-2017**, stația de pompare *Hydro-Unit Utility Line* a rămas conectată la instalația hidraulică cu traseu foarte scurt de aspirație/refulare din figura 2.1.

După cum se va arăta în **secțiunea 2.2**, începând cu **2018**, stația de pompare a fost conectată la o nouă instalație hidraulică în circuit închis (proiectată și realizată în cadrul tezei de doctorat), cu lungime mare a traseului de aspirație/refulare – o instalație dotată în aval cu trei consumatori finali.

Rezervorul de alimentare, proiectat și realizat în 2014 [*Ciuc, 2014*] (figura 2.2), a fost utilizat și în noul stand experimental, realizat în **2018** în cadrul tezei de doctorat (**secțiunea 2.2**). Schema constructivă a rezervorului de alimentare din figura 2.2 corespunde unui rezervor cilindric cu **volum total de 75 litri**, executat din fibră de sticlă. Rezervorul este deschis la presiunea atmosferică – este acoperit cu un capac, însă acesta nu este deloc etanș (are doar rol de acoperire, ca să nu cadă praf sau obiecte în apă).

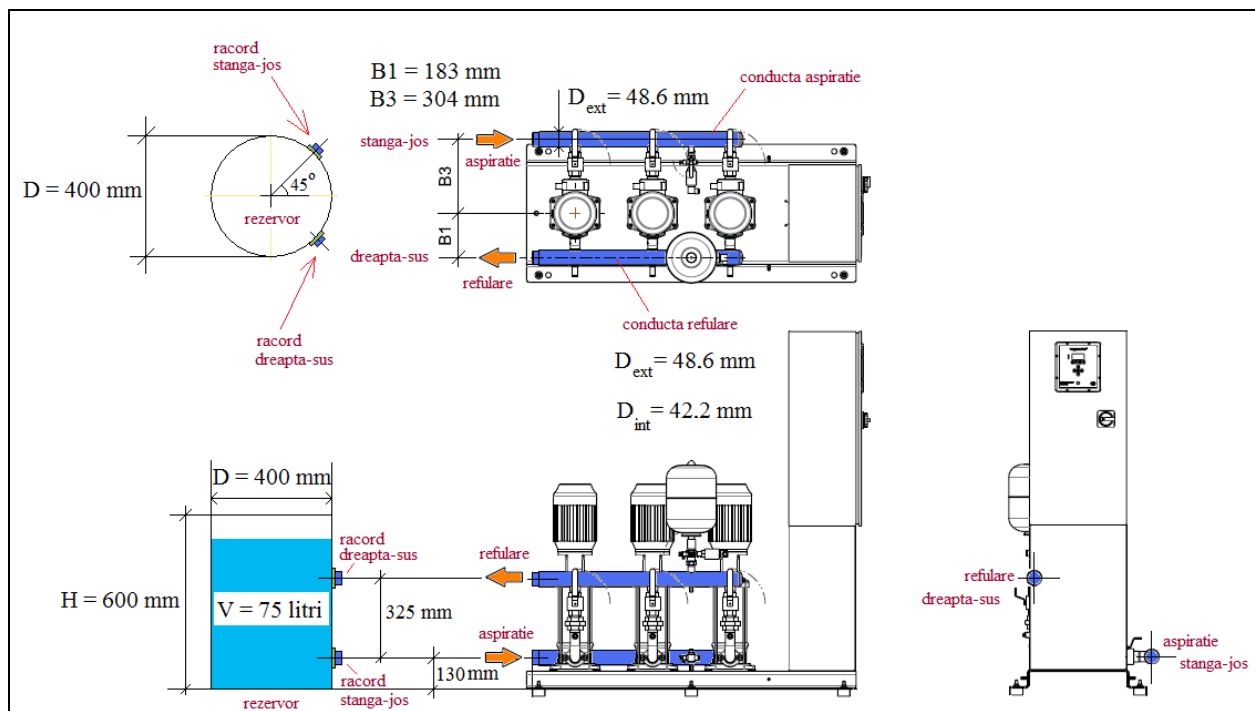


Fig. 2.2. Schema de racordare a rezervorului de alimentare, în raport cu stația de pompare

Stația de pompare *Hydro-Unit Utility Line* a fost realizată în conformitate cu standardele europene (Sistemul de Marcare European CE și Schema de Acceptare Europeană – EAS) [DP Pumps, 2012]:

Sistemele de pompare *Hydro-Unit Utility Line* pot fi utilizate pentru blocuri și clădiri înalte, complexe rezidențiale, industrie, spitale, hoteluri, clădiri comerciale etc. și personalizate în funcție de cerințele beneficiarilor.

Sistemul este comandat/controlat de la un **panou de automatizare și control**, printr-un tablou denumit **Megacontrol** [DP Pumps, 2012], un tablou simplu de utilizat și echipat cu cele mai avansate setări. Panoul este montat într-un dulap pe placa de bază, integrat în sistemul de pompare; tabloul Megacontrol este montat pe ușa dulapului, interfața grafică de control (cu butoane și display) fiind accesibilă utilizatorilor. Acesta are o flexibilitate ridicată în cazul în care datele de funcționare ale stației de pompare se schimbă. DP-Pumps a echipat tabloul Megacontrol pentru funcționarea optimă a pompelor, prin:

- economie de energie datorată controlului inteligent;
- pornirea pompelor se poate face prin softstarter, întrerupător stea-triunghi sau convertizor de frecvență;
- LED-uri care indica starea sistemului;
- funcții multiple și operare simplă;
- setare prin interfață om-panou, PDA sau laptop;
- date sistem disponibile prin display;
- egalizare și optimizare ore de funcționare;
- protecție la presiune scăzută prin traductor de presiune;
- atenționare defectare prin contacte autoprotejate.

Tabel 2.1. – Capabilitățile sistemului de pompare *Utility-Line*

Număr de pompe	2-6 (în cazul de față, 3 pompe)
Înălțime de pompare maximă	120 m
Presiune maximă în funcționare [PN]	16 bar (PN16)
Debit maxim	660 m ³ /h
Conexiuni	G6/4” până la NW 250
Lichid vehiculat	lichide curate/agresive
Temperatură lichid vehiculat	de la -15°C până la 60°C

Sistemele de ridicare a presiunii *Utility-Line* au **funcții de comunicare avansată pentru management și control**. Informația de la Megacontrol poate fi convertită în diferite sisteme de management. Pot fi regăsiți următorii parametri: presiunea sistemului; statut pompă; presiune aspirație; erori/defecte; statut sistem. Parametrii de funcționare sunt prezentați în tabelul 2.1.

Stația de pompare este **eficientă din punct de vedere energetic**, datorită optimizării funcționării pompelor prin **convertizoare de frecvență** montate în panoul de comandă. La punerea în funcțiune (PIF), SP a fost dotată cu convertizoare de frecvență **Danfoss** [Danfoss, 2012]. **Controlul pompelor (pornirea/oprirea și variația turației acestora)** a fost realizat intermediul tabloului de comandă **Megacontrol**, de la punerea **PIF în 2014**, până către finele anului 2019, mai întâi, până în 2017 pe instalația cu traseu hidraulic scurt (figura 2.1), apoi între 2018 și **octombrie 2019** pe instalația nouă (secțiunea 2.2).

Cele mai importante componente ale sistemelor de ridicare a presiunii *Utility Line* sunt **electropompele verticale de înaltă calitate DPV** (figura 2.3). Instalația este standard, cu mărimea fittingurilor G2” (începând cu NW 65, acestea sunt cu flanșă).



Fig. 2.3. Pompă centrifugă multietajată DPV2/3 B [DP Pumps, 2013b]

Stația de pompare *Hydro-Unit Utility Line* din Laboratorul de Mașini Hidraulice (sala ELA022) din UPB este alcătuită din următoarele **componente**:

- 3 pompe identice, **centrifugale multietajate**, cu ax vertical (figura 2.3);
- clapetă de sens și două vane (robinete cu bilă) montate amonte și aval de fiecare pompă;
- traductor de presiune pe magistrala de aspirație și pe magistrala de refulare a grupului;
- panou de automatizare și control;
- 3 convertizoare de frecvență;
- rezervor cu pernă de aer;
- conducte de legătură.

După modificarea instalației hidraulice, mai exact **după conectarea stației de pompare, în 2018, la noua instalație hidraulică proiectată și realizată în cadrul acestei teze**, convertizoarele de frecvență Danfoss [Danfoss, 2012] și tabloul de comandă Megacontrol [DP Pumps, 2012] au fost utilizate pentru **prima parte a măsurătorilor efectuate pentru teză – măsurători efectuate între septembrie 2018 și octombrie 2019**. După **modernizarea standului experimental, prin schimbarea automatizării** (capitolul 3), **începând din noiembrie 2019 au fost utilizate convertizoare de frecvență Mitsubishi și PLC-ul Mitsubishi FX5U-32M** [Mitsubishi Electric, 2021].

În acest capitol sunt prezentate componentele stației de pompare *Hydro-Unit Utility Line* care au echipat inițial standul (până în octombrie 2019). În **capitolul 3**, este descrisă noua automatizare și sunt prezentate modernizările aduse standului începând cu noiembrie 2019.

2.2. Descrierea standului experimental proiectat și realizat în 2018, în cadrul tezei de doctorat

La începutul anului 2018, **am proiectat, executat** (figura 2.11) **și pus în funcțiune o nouă instalație hidraulică** (figurile 2.12÷2.14), împreună cu colegul meu drd. ing. Remus Alexandru Mădulărea [Mădulărea, 2022]: am modificat lungimile magistralelor de aspirație și de refulare și implicit poziția rezervorului de alimentare, apoi am adăugat 3 consumatori finali (3 robinete) la distanță de stația de pompare. Am conectat această instalație la stația de pompare *Hydro-Unit Utility Line*, păstrând automatizarea existentă în 2018 (automatizarea ”inițială”).



Fig. 2.11. Executarea instalației hidraulice – lipirea tronsoanelor de conductă din PPR



Fig. 2.12. Noua configurație a standului experimental executat în cadrul tezei de doctorat

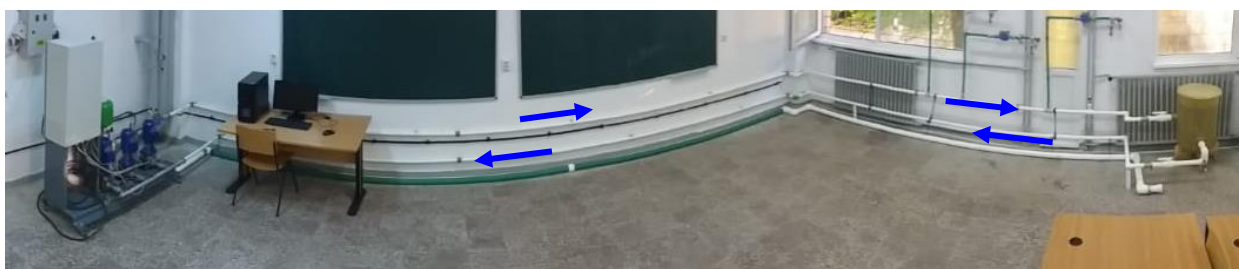


Fig. 2.13. Vedere panoramică asupra standului experimental din Laboratorul de Mașini Hidraulice (ELa 022) – aici magistrala de aspirație are DN40, deci diametru mic (pentru a studia funcționarea pompelor preponderent cu cavitație)



Fig. 2.14. Vedere panoramică asupra standului experimental din Laboratorul de Mașini Hidraulice (ELa 022) – aici magistrala de aspirație are DN63, deci diametru mare (pentru a studia funcționarea pompelor cu sau fără cavitație)

Pentru teza de doctorat, am executat instalația hidraulică cu **magistrale de aspirație interschimbabile**, executate în două variante dimensionale: cu diametrul mic, **DN40** (figurile 2.13 și 2.15), pentru **încercarea pompelor preponderent în regim de cavitație**, respectiv cu diametru mare, **DN63** (figurile 2.14 și 2.16), pentru **încercarea pompelor cu sau fără cavitație**.



Fig.2.15. Magistrala de aspirație DN40

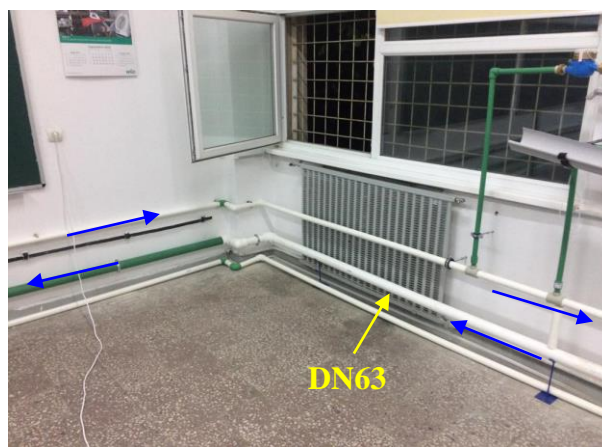


Fig.2.16. Magistrala de aspirație DN63

În schema din figura 2.17, este prezentat standul experimental din 2018 – electropompele sunt notate **P1**, **P2** și **P3**. Toate componentele standului sunt detaliate în legenda figurii 2.17.

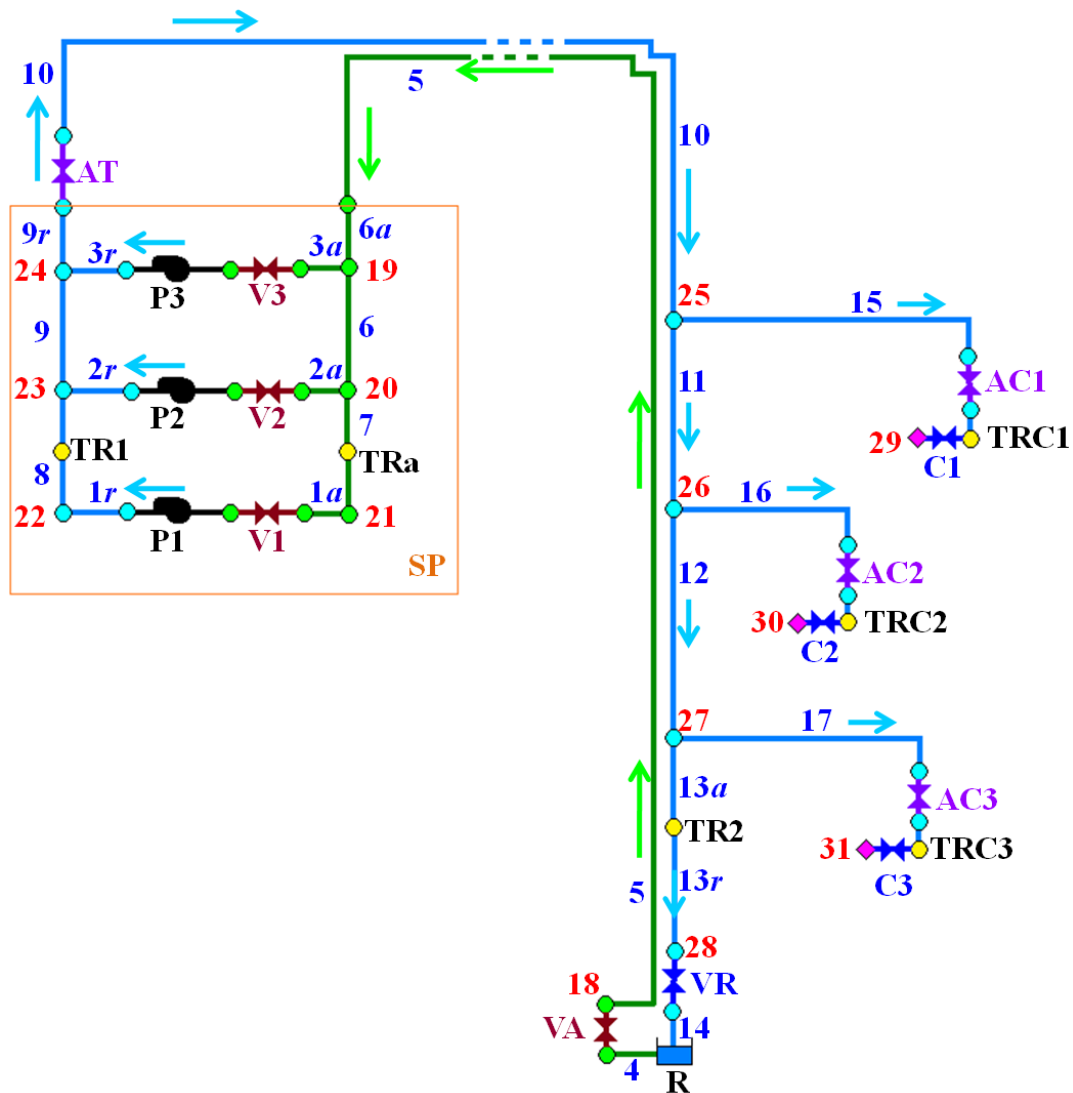


Fig. 2.17. *Schema standului experimental*: rezervorul **R** deschis la presiunea atmosferică; pompele **P1**–**P3** din stația de pompare **SP**; circuitul hidraulic de **aspirație este cu verde**, iar cel de **refulare cu albastru**; 17 conducte principale ($j = 1 \div 17$) și 14 noduri de calcul ($j = 18 \div 31$); conductele din **SP** ($j \in \{1 \div 3; 6; 6a; 7 \div 9; 9r\}$) sunt din oțel inox; restul conductelor ($j \in \{4 \div 5; 10 \div 17\}$) sunt din PPR și aparțin instalației hidraulice; pe conducta de aspirație $j = 4$, vana **VA** este în poziție normal deschisă; în **SP**, pompele sunt racordate între conductele de aspirație (cu $j = 1a \div 3a$) și cele de refulare ($j = 1r \div 3r$); amonte de pompe sunt vane de izolare **V1**–**V3** în poziție normal deschisă; la refularea fiecărei pompe este o clapetă de sens și o vană de izolare în poziție normal deschisă (nefigurate în schemă); în cadrul **SP**, pe conducta $j = 7$ se află traductorul de presiune **TRa** de pe aspirație, iar pe conducta $j = 8$ se află traductorul de presiune **TR1** de pe refulare; pe magistrala de refulare $j = 10$, imediat după **SP**, este apometru **AT** care măsoară volumul total de apă pompat (**AT** este simbolizat ca vană de uz general); nodurile $j = 29 \div 31$ sunt consumatorii finali (orificiile de ieșire din cele 3 robinete **C1**–**C3**); amonte de fiecare robinet **C1**–**C3** este câte un traductor de presiune **TRC1**–**TRC3**, iar fiecare traductor este precedat de un apometru notat **AC1**–**AC3**; pe conducta $j = 13$ (între tronsoanele **13a** și **13r**) se află traductorul de presiune **TR2**; vana **VR** de reglare a debitului este la capătul aval al magistralei de refulare, lângă rezervor (montată pe conducta $j = 14$, după nodul 28).

În tabelele 2.2 și 2.3 sunt prezentate **datele geometrice ale rețelei**: lungimea conductelor L_j și diametrul interior al conductelor D_j , respectiv cotele z_j ale nodurilor.

Tabelul 2.2. Lungimea conductei L_j (în metri), diametrul nominal (DN în inch pentru oțel și în mm pentru PPR) și diametrul interior D_j (în mm), unde j este indicele conductei

ID conducte, j	L_j [m]	DN și D_j [mm]	ID conducte, j	L_j [m]	DN și D_j [mm]	
1a	0.15	DN 1¼" 36.6	8	0.16+0.16 (amonte+aval de TR1)	DN 1¼" 42.3	
1r	0.37	DN 1" 27.9	9	0.32	DN 1¼" 42.3	
2a	0.15	DN 1¼" 36.6	9r	0.16	DN 1¼" 42.3	
2r	0.37	DN 1" 27.9	10	10.845	DN 40 29	
3a	0.15	DN 1¼" 36.6	11	0.44	DN 40 29	
3r	0.37	DN 1" 27.9	12	0.92	DN 40 29	
4	0.825	DN 50 36.2	13	13a	0.45 (amonte de TR2)	DN 40 29
				13r	0.775	
5	13.44	DN 40 / DN 63 29 / 45.8	14	0.28	DN 50 36.2	
6a	0.16	DN 1¼" 42.3	15	1.84+0.2 (amonte+aval de AC1)	DN 20 14.4	
6	0.32	DN 1¼" 42.3	16	1.555+0.2 (amonte+aval de AC2)	DN 20 14.4	
7	0.16+0.16 (amonte+aval de TRa)	DN 1¼" 42.3	17	1.77+0.2 (amonte+aval de AC3)	DN 20 14.4	

Tabelul 2.3. Cota nodului z_j (în metri deasupra podelei), unde j este indicele nodului

ID nod (noduri), j	z_j [m]	ID nod (noduri), j	z_j [m]
18÷21 și noduri racordare traductor de presiune TRa	0.23	amonte 30: noduri racordare AC2 & TRC2	1.27
22÷28 și noduri racordare TR1, AT & TR2	0.53	30 (orificiul de ieșire din robinetul C2)	1.055
amonte 29: noduri racordare AC1 & TRC1	1.57	amonte 31: noduri racordare AC3 & TRC3	1.5
29 (orificiul de ieșire din robinetul C1)	1.355	31 (orificiul de ieșire din robinetul C3)	1.285

Pe conductele de refulare au fost montate **4 apometre** – contoare cu impuls [Bmeters, 2021a & 2021b], pentru măsurarea volumului de apă pompat. Unul dintre ele este montat pe magistrala de refulare, în vecinătatea ieșirii din stația de pompare, pentru a măsura volumul total de apă (acest apometru este notat **AT** în figurile 2.17 și 2.18); celelalte trei apometre sunt montate câte unul la fiecare consumator (apometrele **AC1**, **AC2** și **AC3**), ca în figura 2.19.

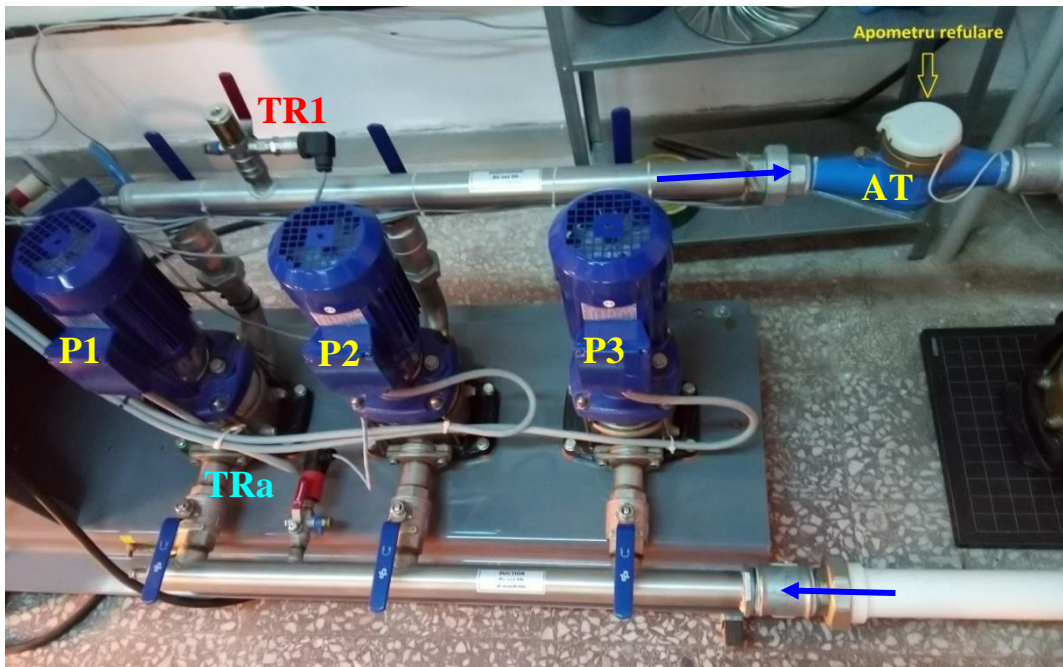


Fig. 2.18. Dispunerea apometrului general (contorul cu impuls) **AT** pe magistrala de refulare; pompele **P1 ÷ P3** și traductoarele de presiune **TRa** și **TR1** din stația de pompare



Fig. 2.19. Dispunerea apometrelor (contoarelor cu impuls) **AC1 ÷ AC3** la consumatori

Stația de pompare (**SP**) este alimentată din rezervorul deschis **R** (cu o capacitate de 75 litri): la ieșirea din **R**, apa intră în conducta cu $j = 4$ (prevăzută cu vana **VA** în poziție normal deschisă), apoi este tranzitată prin magistrala de aspirație $j = 5$ până la intrarea în SP (amonte de nodul 19, figura 2.17). Sunt 3 consumatori finali **C1÷C3** (imediat amonte de nodurile 29÷31) – fiecare dintre cei trei consumatori sunt alimentați printr-o conductă conectată perpendicular la magistrala de refulare (prin teuri cu separare). Robinetele de control **C1÷C3** permit reglarea debitului pentru fiecare consumator în parte. Pentru a menține în rezervor un nivel constant al apei, jeturile de apă de la cei trei consumatori sunt preluate de către un canal de jgheab înclinat (figura 2.20), care direcționează apa înapoi în rezervor. Diferența de debit dintre debitul pompat și ieșirile de la consumatori, intră direct în rezervor prin conducta $j = 14$ (conform schemei din figura 2.17). Vana de reglare **VR** amonte de rezervor, plasată pe conducta $j = 14$ este utilizată pentru a controla debitul în sistemul hidraulic.



Fig. 2.20. Jeturile de apă de la consumatorii finali, colectate în canalul jgheabului



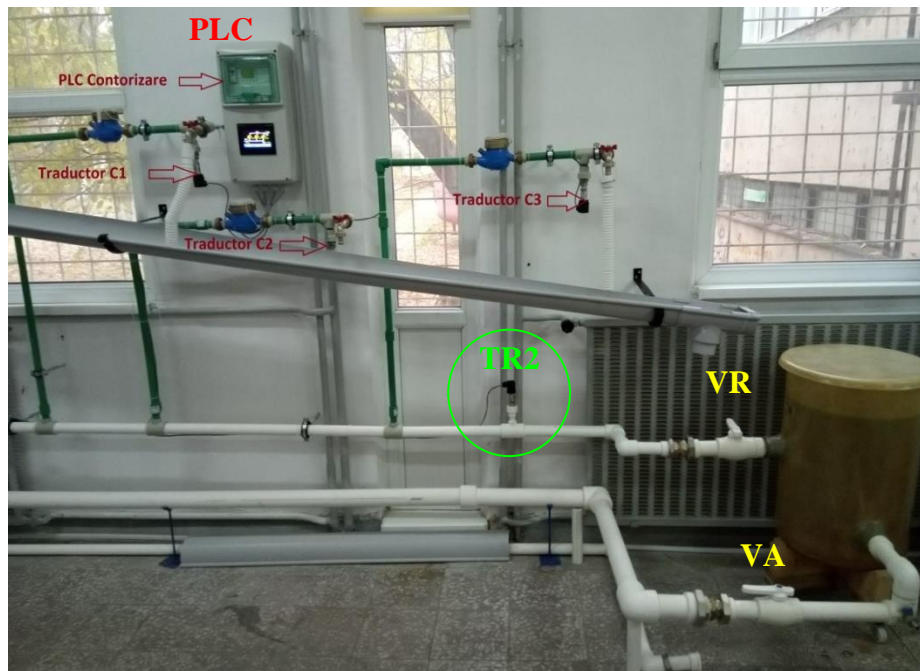
Fig.2.21. Convertizoare de frecvență Mitsubishi FR-CS82S-025-60

În **noiembrie 2019**, s-au adus îmbunătățiri standului experimental, prin re tehnologizarea părții de automatizare. **Noua automatizare** prezintă nenumărate avantaje față de cea veche:

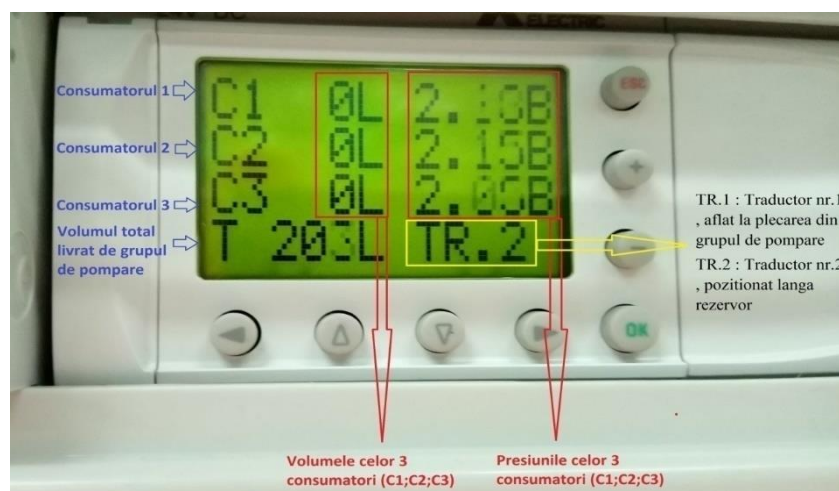
- convertizoare de frecvență Mitsubishi de ultimă generație (figura 2.21), din seria FR-CS82S-025-60 [Mitsubishi Electric, 2021];
- permite comutarea rapidă a presiunii prescrise între traductorul din stația de pompare, notat cu **TR1** și cel de lângă rezervor, notat cu **TR2** (figura 2.22);
- traductoare de presiune **TRC1÷TRC3** pentru fiecare consumator în parte, al căror semnal este preluat și afișat în timp real pe *PLC Contorizare* (figura 2.23);

- *PLC Contorizare* asigură afișarea presiunilor relative (măsurate cu **TRC1÷TRC3**), respectiv contorizarea și afișarea volumelor de la apometrele **AC1÷AC3** de lângă consumatorii **C1÷C3**;
- *PLC Contorizare* asigură contorizarea și afișarea volumului total de apă aferent apometrului general notat **AT**.

Pe vechea automatizare nu puteam înregistra automat volumele de apă: cel livrat de stația de pompare, respectiv cele consumate la robinetele **C1÷C3**; nu puteam înregistra nici presiunile relative de la cele trei traductoare de presiune de la consumatori, iar traductorul de presiune **TR2** trebuia conectat la tabloul Megacontrol printr-un cablu lung.



*Fig.2.22. Cele trei traductoare de presiune pentru fiecare consumator în parte **TRC1÷TRC3**, traductorul de presiune **TR2**; *PLC Contorizare*; vana de reglare de pe refulare (**VR**) și vana de aspirație (**VA** – în poziție normal deschisă)*



*Fig. 2.23. *PLC Contorizare* – informațiile afișate*

Din ecranul senzorial (interfața om-panou, **HMI** – *Human Machine Interface*) se poate modifica presiunea minimă pe aspirație. În cazul în care presiunea pe aspirație scade sub presiunea setată (înseamnă cavitație sau lipsă apă), grupul se oprește pentru a proteja pompele, cu mesaj de avertizare ca în figura 2.24.

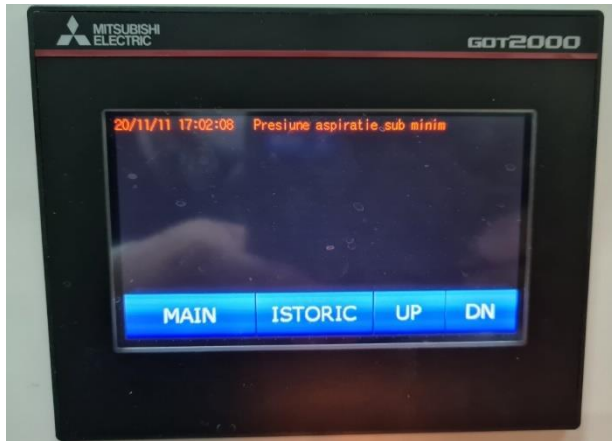


Fig. 2.24. Ecran senzorial: mesaj avertizare – presiune minimă pe aspirație



Fig. 2.25. Ecran senzorial: setare frecvență minimă și maximă

Se poate seta frecvența minimă și maximă de funcționare a convertizoarelor de frecvență, ca în figura 2.25, unde frecvența maximă este cea nominală (adică 60 Hz), iar **frecvența minimă este 25 Hz** și corespunde unei turații a pompei egală cu **41.7% din turația nominală** (astfel, dacă frecvența scade **sub 25 Hz, pompa este oprită automat**).

Meniul accesabil pe ecranul senzorial HMI poate oferi informații despre numărul de conectări și orele de funcționare pentru fiecare pompă în parte (figura 2.26).

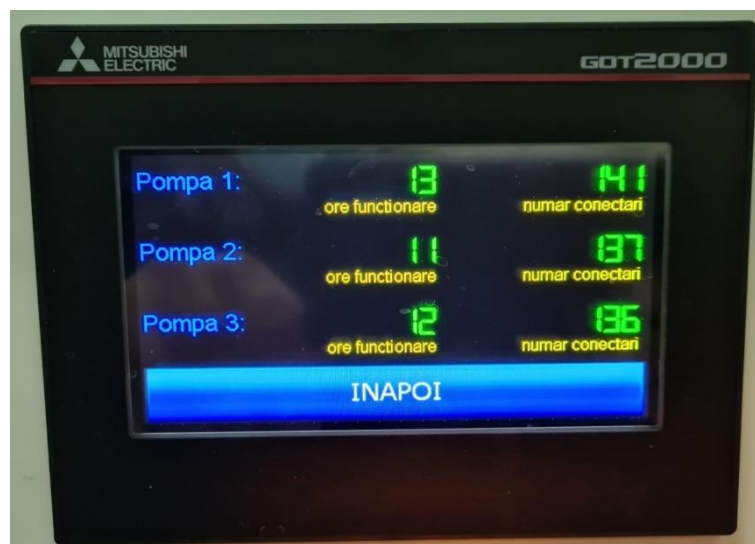


Fig. 2.26. Ecran senzorial: număr de conectări și orele de funcționare pentru fiecare pompă

Toate informațiile despre funcționarea stației de pompare sunt afișate în timp real pe ecranul principal (figura 2.27). Tot de aici se poate modifica presiunea dorită în sistem

(**presiunea prescrisă**), numită și *Pressure Set Point (PSP)*, respectiv se poate comanda funcționarea pompelor în regim manual (cu frecvență impusă cu valoare constantă) sau automat (cu frecvență variabilă).



Fig. 2.27. Ecran principal cu informații despre funcționarea stației de pompare

Se pot verifica eventualele avarii ce pot apărea în funcționare. În figura 2.28 au fost simulate câteva avarii pentru a verifica funcționalitatea programului și dacă avaria corespunde celei existente. Aceste avarii rămân în istoric și se pot verifica oricând.



Fig. 2.28. Ecran cu mesaje referitoare la avarii

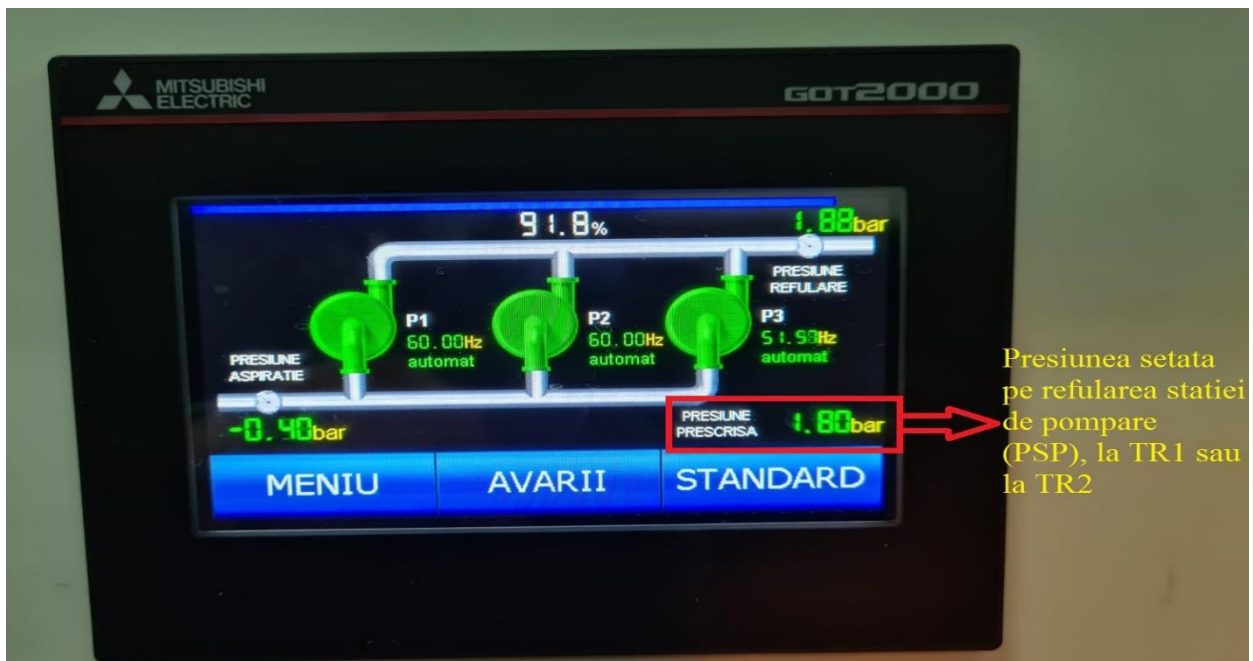
În echiparea sistemului, s-a montat un automat programabil PLC FX5U-32M, prin care se realizează controlul pompelor și reglajul de presiune. În **capitolul 3**, dedicat automatizării, este descrisă funcționarea acestui automat programabil.

4. Formularea matematică a problemelor studiate

4.1. Parametrii mășurați și parametrii calculați

4.1.1. Parametrii mășurați

În cadrul standului experimental în circuit închis descris în capitolul 2, sistemul de pompare *Hydro-Unit Utility Line* [DP Pumps, 2012] reprezintă **stația de pompare (SP)**, iar circuitul hidraulic din exteriorul stației de pompare reprezintă **instalația hidraulică (rețeaua de distribuție a apei)** alimentată prin pompare.



Presiunea setata pe refularea stației de pompare (PSP), la TR1 sau la TR2

Fig. 4.1. Ecran senzorial HMI: afișarea presiunii prescrise (PSP), setate la traductorul de presiune **TR1** sau la traductorul **TR2** (aici $p_{PSP} = 1.8 \text{ bar}$) și afișarea presiunii relative p_{ref} măsurate la refulare de acel traductor $p_{ref} = p_{TR1}$ sau $p_{ref} = p_{TR2}$ (vezi "presiune refulare" cu valoarea $p_{ref} = 1.88 \text{ bar}$); este afișată și presiunea relativă p_{TRa} pe magistrala de aspirație din SP, măsurată cu traductorul de presiune **TRa** (vezi "presiune aspirație": $p_{TRa} = -0.4 \text{ bar}$)

Stația de pompare nu are debitmetre pentru a înregistra debitul prin fiecare pompă și nu are traductoare de presiune la intrarea și ieșirea fiecărei pompe. În lipsa unor debitmetre în interiorul SP, debitul pompat cu fiecare pompă va fi determinat pe baza curbelor caracteristice furnizate de producător (figura 2.4) și a relațiilor de similitudine.

În cadrul standului experimental s-au setat, respectiv măsurat următorii parametri:

- **PSP** notată p_{PSP} [bar] – **Pressure Set Point** – reprezintă **presiunea prescrisă**, mai exact **presiunea relativă setată** (valoarea dorită/impusă, ca cea din figura 4.1), ce trebuie menținută într-unul din următoarele **noduri de monitorizare din sistem**:
 - în **nodul TR1** situat **pe magistrala de refulare din SP**, unde presiunea p_{TR1} este indicată de **traductorul de presiune TR1** montat în SP pe conducta de refulare cu indicele $j = 8$ (vezi figurile 2.7 și 2.17);
 - în **nodul TR2** situat **pe magistrala de refulare la distanță de stația de pompare**, unde presiunea p_{TR2} este indicată de **traductorul de presiune TR2** (montat la distanță de SP, pe conducta cu $j = 13$, în vecinătatea rezervorului **R**, amonte de vana **VR** de reglare a debitului (vezi figurile 2.17 și 2.18).

Nodul de monitorizare ales (reprezentat de **TR1** sau **TR2**) este afișat și pe ecranul **PLC contorizare** (figura 4.2);

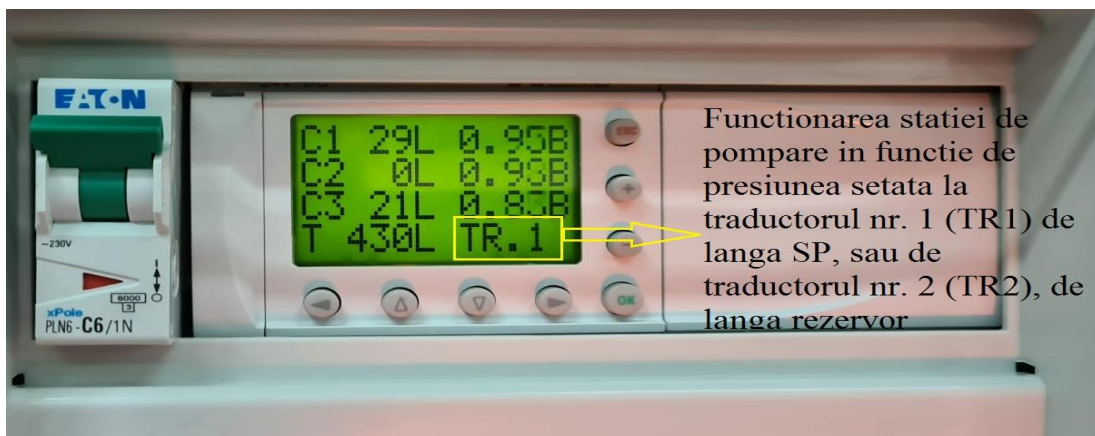


Fig. 4.2. Ecran PLC contorizare: în colțul dreapta-jos al ecranului este afișat nodul de monitorizare ales: **TR1** sau **TR2** (aici este afișat **TR1**); pe coloana din stânga ecranului sunt afișate valorile volumului de apă în [litri], măsurate cu apometrele **AC1÷AC3** la consumatorii **C1÷C3** (volumele de apă consumate $V_{C1} ÷ V_{C3}$), respectiv cu apometrul **AT** aflat imediat aval de ieșirea din SP care măsoară volumul total pompat V_T ; pe primele 3 poziții ale coloanei din dreapta ecranului sunt afișate în [bar] presiunile relative $p_{C1} ÷ p_{C3}$ indicate de traductoarele **TRC1÷TRC3** ale consumatorilor

- p_{ref} [bar] – **presiunea relativă măsurată (înregistrată) la refulare**, după caz, de traductorul **TR1** sau de traductorul **TR2**; valoarea presiunii p_{ref} este afișată pe ecranul senzorial HMI – *Human Machine Interface* (figurile 4.1 și 4.3). Sistemul de automatizare și control (capitolul 3) implementează **algoritmul de funcționare aferent stației de pompare**, care constă în pornirea/oprirea pompelor și variația turației pompelor aflate în funcțiune (inclusiv permutarea funcționării pompelor), astfel încât să fie atinsă valoarea presiunii **PSP**

prescrise, pentru anumite valori ale debitului total Q_T prin instalație. Practic, funcționarea pompelor în SP este comandată astfel încât să fie asigurată (atinsă) în nodul de monitorizare ales (TR1 sau TR2) o presiune p_{ref} egală cu (sau cât mai apropiată de) presiunea prescrisă

PSP: $p_{ref} = p_{TR1} \cong p_{PSP}$ sau $p_{ref} = p_{TR2} \cong p_{PSP}$; există și situații când pompele sunt încărcate la maxim (funcționează toate cu turația nominală), iar sistemul nu poate asigura valoarea presiunii prescrise, anume $p_{ref} \ll p_{PSP}$ (ca în figura 4.3);



Fig. 4.3. Ecran senzorial HMI: afișarea presiunii relative de la refulare, măsurată cu unul dintre traductoarele de presiune **TR1** sau **TR2** ("presiune refulare", aici $p_{ref} = 0.25$ bar); în situația prezentată, toate pompele funcționează cu turația nominală, iar sistemul nu poate asigura valoarea presiunii prescrise ($p_{PSP} = 2$ bar), deci în acest caz, $p_{ref} \ll p_{PSP}$

- p_{TRa} [bar] – presiunea relativă de pe magistrala de aspirație din stația de pompare, înregistrată de traductorul de presiune **TRa** (figura 2.7), montat pe conducta cu indicele $j = 7$ din figura 2.17; valoarea acestei presiuni este afișată pe ecranul HMI (ca în figura 4.4);

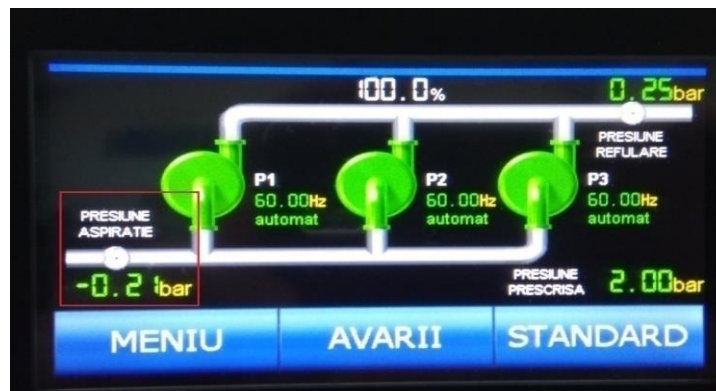


Fig. 4.4. Ecran senzorial HMI: afișarea presiunii relative pe magistrala de aspirație din SP, măsurată cu traductorul de presiune **TRa** ("presiune aspirație", aici $p_{TRa} = -0.21$ bar)

- f [Hz] – frecvența de funcționare a motoarelor electrice, ce se modifică cu ajutorul convertizoarelor de frecvență pentru a putea menține presiunea p_{PSP} prescrisă pe refulare; pentru cele 3 pompe **P1÷P3**, frecvențele măsurate vor fi notate $f_1 \div f_3$; valorile acestora sunt

afișate pe ecranul senzorial HMI (figura 4.5); acestea sunt afișate și pe *display*-ul fiecărui convertizor de frecvență (figura 2.21);

- P_{elmas} [kW] – **puterea electrică absorbită de motorul pompei, măsurată** și afișată pentru fiecare motor în parte, în funcție de încărcarea acestuia; pentru cele 3 pompe **P1÷P3**, puterile electrice absorbite de motoare vor fi notate $P_{elmas1} \div P_{elmas3}$; valorile măsurate ale acestora sunt afișate pe ecranul senzorial HMI (figura 4.6); acestea pot fi afișate și în meniul aferent *display*-ului fiecărui convertizor de frecvență;



Fig. 4.5. Ecran senzorial HMI: afișarea frecvențelor $f_1 \div f_3$ în [Hz]; indicatorul verde RUN arată că pompele funcționează; comutatoarele (cercuri gri) sunt poziționate pe AUT (automat), deci turația pompelor este ajustată de sistemul de automatizare; dacă se optează pentru MAN (manual), atunci pompele vor funcționa cu frecvență fixă impusă/setată de operator; pentru poziția 0, pompa va fi scoasă din funcțiune (deconectată) de către operator



Fig. 4.6. Ecran HMI: puterile electrice absorbite de motoare, $P_{elmas1} \div P_{elmas3}$ [kW]

- **V [litri]** – **volumul de apă**, înregistrat cu apometrul cu impulsuri, etalonat cu **1 impuls/litru** [Bmeters, 2021a și 2021b]; am verificat apometrele cu **metoda volumetrică**, iar valorile debitului măsurat volumetric corespund valorilor calculate pe baza indicațiilor apometrelor (raport între volumul contorizat de apometru și durata de timp t în secunde); volumele de apă măsurate cu apometrele **AC1÷AC3** la consumatorii **C1÷C3** (**volumele de apă consumate**) sunt notate $V_{C1} \div V_{C3}$; **volumul total pompat** este notat V_T și corespunde indicației apometrului **AT**, aflat imediat aval de ieșirea din SP; valorile volumelor de apă măsurate sunt afișate în litri pe ecranul PLC contorizare (figurile 4.2 și 4.7);

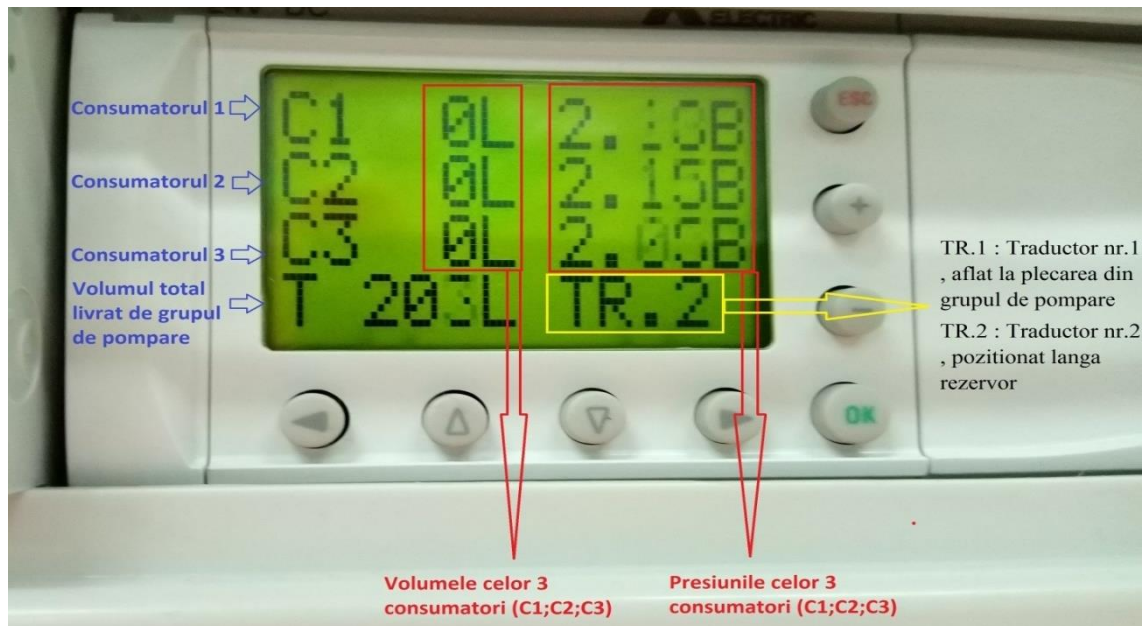


Fig. 4.7. Ecran PLC contorizare: în colțul dreapta-jos al ecranului este afișat **TR1** sau **TR2** (aici este afișat **TR2**), în funcție de nodul de monitorizare ales; pe coloana din stânga ecranului sunt afișate valorile vlmelor de apă $V_{C1} \div V_{C3}$ în [litri], măsurate la consumatorii **C1**÷**C3** (aici valorile sunt nule, robinetele consumatorilor fiind închise); în colțul stânga-jos al ecranului este afișat volumul total pompat V_T ; pe primele 3 poziții ale coloanei din dreapta ecranului sunt afișate în [bar] presiunile relative $p_{C1} \div p_{C3}$ indicate de traductoarele de presiune **TRC1**÷**TRC3** lângă consumatorii **C1**÷**C3**

- p_C [bar] – presiunea relativă la consumator, măsurată cu traductorul de presiune **TRC1**÷**TRC3** montat imediat amonte de robinetul consumatorului final; pentru cei 3 consumatori **C1**÷**C3**, aceste presuni sunt notate $p_{C1} \div p_{C3}$; valorile acestor presiuni sunt afișate în bar pe ecranul PLC contorizare (figurile 4.2 și 4.7);
- t [secunde] – timpul măsurat cu ajutorului unui cronometru, necesar calculării debitului de apă; timpul cronometrat la apometrul **AT** este notat t_T , iar timpii cronometrați la apometrele **AC1**÷**AC3** aferente consumatorilor **C1**÷**C3** sunt notați $t_{C1} \div t_{C3}$;
- v_v [mm/s] – viteza de vibrație, măsurată cu un vibrometru analogic cu afișaj digital (model *Viber XI*), ale cărui caracteristici tehnice sunt: accelerometru cu sensibilitate 100 mV/g±15% și precizie ±3% din scara maximă, care este 20g pentru accelerație [VMI, 2021].

4.1.2. Parametrii calculați

Pe baza parametrilor mășurați în timpul încercărilor efectuate pe standul experimental, s-au calculat următorii parametri:

- r [mărimă adimensională] – **turația relativă** (sau **frecvența relativă**), refinită ca raport între turația pompei n și turația nominală n_0 (sau ca raport între frecvența afișată f și frecvența nominală $f_0 = 60\text{Hz}$); pentru pompele **P1÷P3**, care funcționează cu turațiile $n_1 \div n_3$; turațiile relative (frecvențele relative) sunt notate $r_1 \div r_3$, unde

$$r_1 = \frac{n_1}{n_0} = \frac{f_1}{f_0}; \quad r_2 = \frac{n_2}{n_0} = \frac{f_2}{f_0}; \quad r_3 = \frac{n_3}{n_0} = \frac{f_3}{f_0} \quad (4.1)$$

- Q [m^3/s] – **debitul de apă**, convertit convenabil în **litri/s** sau în **m^3/h** , după caz (debitele determinate pe baza înregistrărilor apometrelor sunt în mod direct calculate în **litri/s**; curbele caracteristice ale pompelor sunt furnizate de către producător în **m^3/h**); se consideră:
 - **debitul total pompat** Q_T (la ieșirea din stația de pompare), respectiv **debitele de apă consumate** $Q_{C1} \div Q_{C3}$ (la consumatorii finali **C1÷C3**), calculate în [**litri/s**], apoi convertite în [m^3/s] și [m^3/h]; determinate cu ajutorul apometrelor, pe baza volumului de apă V [litri] înregistrat la fiecare apometru și timpul cronometrat t [s], astfel:

$$Q_T = \frac{V_T}{t_T}; \quad Q_{C1} = \frac{V_{C1}}{t_{C1}}; \quad Q_{C2} = \frac{V_{C2}}{t_{C2}}; \quad Q_{C3} = \frac{V_{C3}}{t_{C3}} \quad (4.2)$$

- **debitul pompat (debitul care trece prin fiecare pompă)**, notat după caz Q_1 , Q_2 , respectiv Q_3 ; la ieșirea din SP, în nodul 24 amonte de magistrala de refulare $j = 10$ din figura 2.17 (sau la intrarea în SP, în nodul 19, la capătul aval al magistralei de aspirație $j = 5$), se aplică **ecuația continuității**:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (4.3)$$

- în **punctele F1÷F3 de funcționare energetică aferente pompelor**, debitul pompat $Q_1 \div Q_3$ sunt notate $Q_{F1} \div Q_{F3}$; valorile acestora sunt calculate pe baza sistemului de ecuații care definește funcționarea sistemului hidraulic, prezentat în **secțiunea 4.2**;
- în **punctul F de funcționare energetică aferent cuplării în paralel a pompelor** (adică în nodul 24 de la ieșirea din SP), debitul este egal cu debitul total pompat: $Q_F \equiv Q_T$;
- în **punctele FC1÷FC3 de funcționare cavitațională ale pompelor, debitul limită** sunt notate $Q_{\text{lim}1} \div Q_{\text{lim}3}$ [Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2014a]; valorile acestora sunt

greu de determinat pentru pompele cuplate în paralel; **condiția de funcționare a pompelor fără cavitație** se poate scrie: $Q_{F_i} < 0.97 Q_{lim_i}$ cu indicele $i = 1 \div 3$;

- H_{p_j} [m] – sarcina piezometrică într-un nod j , definită prin relația:

$$H_{p_j} = \frac{p_j}{\rho g} + z_j \quad (4.4)$$

unde p_j este presiunea relativă [Pa] în nodul j și z_j este cota nodului [m] (pentru standul experimental, valorile cotelor nodurilor sunt date în tabelul 2.3); termenul $p_j/(\rho g)$ se numește **sarcină de presiune** [metri];

- H_{h_j} [m] – sarcina hidrodinamică într-un nod j situat la capătul amonte sau aval al unei conducte, definită prin relația:

$$H_{h_j} = \frac{v_j^2}{2g} + \frac{p_j}{\rho g} + z_j = M_{c_j} Q_j^2 + \left(\frac{p_j}{\rho g} + z_j \right) = M_{c_j} Q_j^2 + H_{p_j} \quad (4.5)$$

unde v_j [m/s] este viteza apei în acel capăt de conductă (în nodul j) și M_{c_j} [s²/m⁵] este **modulul cinetic**, care este definit $M_{c_j} = 0.0826/D_j^4$ pentru conducta de diametru D_j [m] (pentru standul experimental, valorile diametrelor conductelor sunt date în tabelul 2.2);

Pentru **conducte lungi din punct de vedere hidraulic** (conducte cu raportul $L_j/D_j > 200$, între lungimea L_j [m] și diametrul conductei D_j [m]), modulul cinetic poate fi neglijat, caz în care sarcina hidrodinamică poate fi considerată egală cu sarcina piezometrică: $H_{h_j} \cong H_{p_j}$;

- H [m] – înălțimea de pompare (sarcina pompei), notată după caz H_1 , H_2 , respectiv H_3 pentru pompele **P1÷P3**; **curbele caracteristice de sarcină ale pompelor** sunt approximate prin următoarele curbe de regresie polinomială de gradul 2 [Ciuc et al, 2019a], pentru orice valoare a turației relative $r_1 \div r_3$ (4.1):

$$\begin{aligned} H_1 &= H_1(Q_1) = a \cdot r_1^2 - b \cdot Q_1^2, \quad r_1 \leq 1 \\ H_2 &= H_2(Q_2) = a \cdot r_2^2 - b \cdot Q_2^2, \quad r_2 \leq 1 \\ H_3 &= H_3(Q_3) = a \cdot r_3^2 - b \cdot Q_3^2, \quad r_3 \leq 1 \end{aligned} \quad (4.6)$$

unde $a = 31.62$ și $b = 17.625 \cdot 10^6$; sarcinile pompelor H_i (cu $i = 1 \div 3$) rezultă în metri, pentru **valori ale debitelor în m³/s**. Curbele caracteristice de sarcină ale pompelor, definite

prin relațiile (4.6), au fost determinate **pe baza relațiilor de similitudine**¹ [Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2014a], aplicate perechilor de valori {debit – înălțime de pompare} aferente curbei de sarcină furnizate de producător pentru turația nominală (figura 2.4(a)).

Curbele de sarcină (4.6) sunt trasate în figura 4.8 pentru 5 valori ale turației relative: $r \in \{1; 55/60; 50/60; 45/60; 40/60\} = \{1; 0.9167; 0.8333; 0.7500; 0.6667\}$.

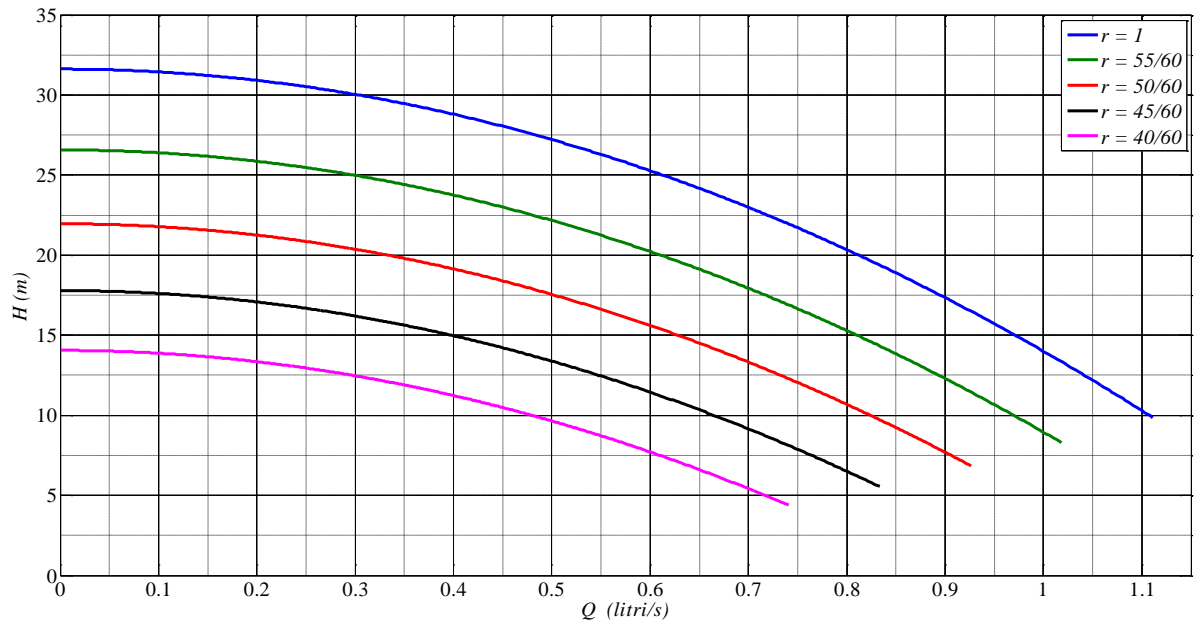


Fig. 4.8. Curbele caracteristice de sarcină (4.6) ale pompelor pentru diferite valori ale turației relative: $r \in \{1; 55/60; 50/60; 45/60; 40/60\}$

În **punctele F1÷F3 de funcționare energetică ale pompelor**, înălțimile de pompare sunt $H_{F1} \div H_{F3}$, iar valorile acestora rezultă din (4.6), pentru debitele pompate $Q_{F1} \div Q_{F3}$:

$$\begin{aligned} H_{F1} &= a \cdot r_1^2 - b \cdot Q_{F1}^2 \\ H_{F2} &= a \cdot r_2^2 - b \cdot Q_{F2}^2 \\ H_{F3} &= a \cdot r_3^2 - b \cdot Q_{F3}^2 \end{aligned} \quad (4.7)$$

- H_F [m] – **sarcina în punctul F de funcționare energetică aferent cuplării în paralel a pompelor**, sarcină corespunzătoare nodului 24 de la ieșirea din stația de pompare (figura 2.17); valoarea acesteia este calculată pe baza sistemului de ecuații care definește funcționarea sistemului hidraulic, prezentat în **secțiunea 4.2**;
- η [mărime adimensională] – **randamentul pompei**, notat după caz η_1 , η_2 , respectiv η_3 pentru pompele **P1÷P3**; **curbele caracteristice de randament ale pompelor** sunt aproximare

¹ Raportul debitelor (debitul la turația nominală și debitul la altă turație) este proporțional cu turația relativă, respectiv raportul înălțimilor de pompare (sarcina la turația nominală și sarcina la altă turație) este proporțional cu pătratul turației relative.

prin următoarele curbe de regresie polinomială de gradul 2 [Ciuc et al, 2019a], pentru orice valoare a turației relative (4.1):

$$\begin{aligned}\eta_1 &= \eta_1(Q_1) = 1647Q_1/r_1 - 1.28 \cdot 10^6(Q_1/r_1)^2, & r_1 \leq 1 \\ \eta_2 &= \eta_2(Q_2) = 1647Q_2/r_2 - 1.28 \cdot 10^6(Q_2/r_2)^2, & r_2 \leq 1 \\ \eta_3 &= \eta_3(Q_3) = 1647Q_3/r_3 - 1.28 \cdot 10^6(Q_3/r_3)^2, & r_3 \leq 1\end{aligned}\quad (4.8)$$

unde **randamentul rezultă în valori adimensionale (subunitare)**, pentru valori ale debitelor în m^3/s ; pentru a ușura citirea, valorile randamentelor vor fi exprimate **în procente [%]**. Curbele caracteristice de randament ale pompelor, definite prin relațiile (4.8), au fost determinate pe baza **parabolei punctelor omoloage de funcționare** [Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2014a]) și perechilor de valori {debit – randament} aferente curbei de randament furnizate de producător pentru turația nominală în figura 2.4(b).

Curbele de randament (4.8) sunt trasate în figura 4.9 pentru 5 valori ale turației relative: $r \in \{1; 55/60; 50/60; 45/60; 40/60\} = \{1; 0.9167; 0.8333; 0.7500; 0.6667\}$.

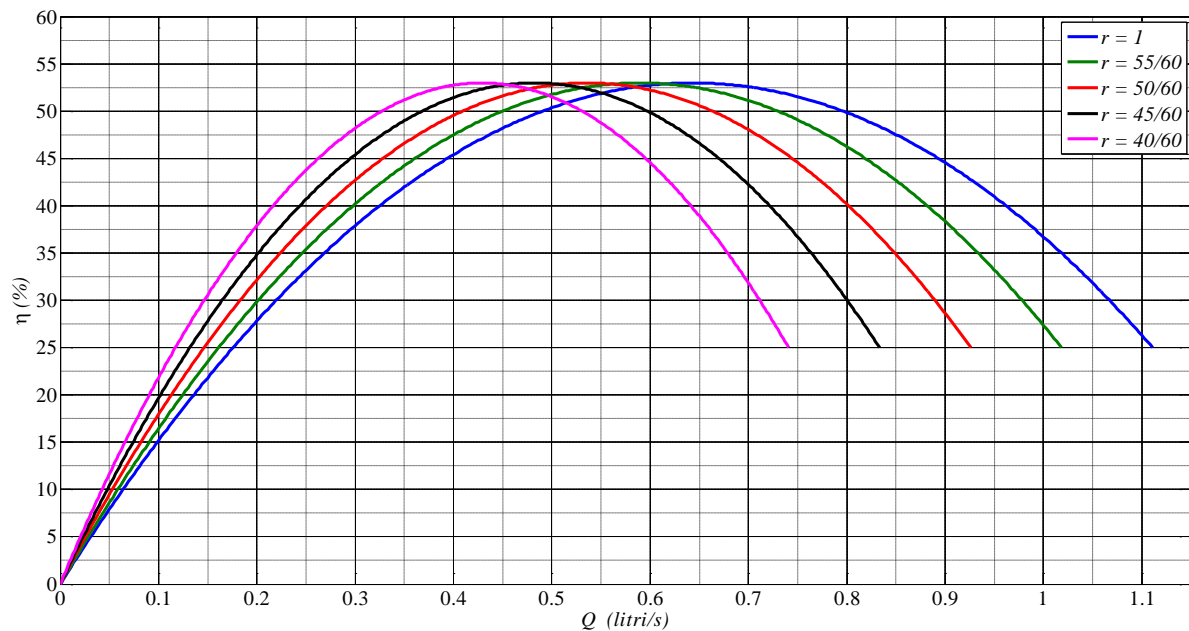


Fig. 4.9. Curbele caracteristice de randament (4.8) ale pompelor pentru diferite valori ale turației relative: $r \in \{1; 55/60; 50/60; 45/60; 40/60\}$; randamentul este în procente

În **punctele F1÷F3 de funcționare energetică ale pompelor**, randamentele pompelor sunt notate $\eta_{F1} \div \eta_{F3}$, iar valorile acestora rezultă din (4.8), pentru debitele pompate $Q_{F1} \div Q_{F3}$:

$$\begin{aligned}\eta_{F1} &= 1647Q_{F1}/r_1 - 1.28 \cdot 10^6(Q_{F1}/r_1)^2 \\ \eta_{F2} &= 1647Q_{F2}/r_2 - 1.28 \cdot 10^6(Q_{F2}/r_2)^2 \\ \eta_{F3} &= 1647Q_{F3}/r_3 - 1.28 \cdot 10^6(Q_{F3}/r_3)^2\end{aligned}\quad (4.9)$$

- η_{agr} [mărime adimensională] – **randamentul agregatului, pompă – motor de antrenare**; se calculează ca produs între randamentul pompei η și randamentul motorului electric η_{me} ;
- P [W] – **puterea pompei**, notată după caz P_{F1} , P_{F2} , respectiv P_{F3} pentru pompele **P1÷P3**, calculată cu relațiile:

$$P_{F1} = \frac{\rho g Q_{F1} H_{F1}}{\eta_{F1}}; \quad P_{F2} = \frac{\rho g Q_{F2} H_{F2}}{\eta_{F2}}; \quad P_{F3} = \frac{\rho g Q_{F3} H_{F3}}{\eta_{F3}} \quad (4.10)$$

unde $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ este densitatea apei și $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ este accelerația gravitațională;

- P_{el} [W] – **puterea electrică absorbită de motorul electric, calculată**; între puterea electrică P_{el} și puterea pompei (4.10) există relația:

$$P_{eli} = P_{Fi} / \eta_{me} \quad \text{unde } i = 1 \div 3 \quad (4.11)$$

unde η_{me} este **randamentul motorului electric**; pentru motoarele de antrenare ale pompelor care echipează standul, specificațiilor tehnice ale producătorului indică valoarea $\eta_{me} = 0.76$ [DP Pumps, 2013a];

- P_T [W] – **puterea totală consumată pentru pompare** – este suma puterilor celor 3 pompe:

$$P_T = P_{F1} + P_{F2} + P_{F3} \quad (4.12)$$

- P_{elT} [W] – **puterea electrică totală absorbită în stația de pompare, calculată** – este suma puterilor electrice absorbite de motoarele celor 3 pompe:

$$P_{elT} = P_{el1} + P_{el2} + P_{el3} \quad (4.13)$$

- n [rot/min] – **turația pompei**, exprimată de regulă în [rot/min] și definită ca numărul de rotații executate de arbore în unitatea de timp; dacă între pompă și motorul electric există un cuplaj rigid sau elastic, se consideră că turația pompei este egală cu turația motorului; la acționarea pompelor cu motoare trifazate (cel mai frecvent caz – acesta este și cazul electropompelor studiate), turația n în regim asincron este mai mică decât turația de sincronism n_{si} , anume: $n = s \cdot n_{si}$, datorită alunecării $s < 1$; turația de sincronism se calculează cu relația $n_{si} = 60f/p$, unde $f = 50 \text{ Hz}$ reprezintă frecvența curentului de alimentare și p este numărul perechilor de poli magnetici, rezultat din bobinarea motorului electric;
- **NPSH [m] – sarcina netă pozitivă la aspirație cerută de pompă**, notată $NPSH_1$, $NPSH_2$, respectiv $NPSH_3$ pentru pompele **P1÷P3**; **curba NPSH-ului cerut** (figura 2.4(c)) furnizată de producător **pentru turația nominală** [DP Pumps, 2013b] este aproximată printr-o curbă de regresie polinomială de gradul 3 [Ciuc et al, 2019a], după cum urmează:

$$NPSH_i = 5.04 - 1.27 \cdot 10^4 Q_i + 8 \cdot 10^6 Q_i^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_i^3, \quad i = 1 \div 3, \quad \text{pentru } r_i = 1 \quad (4.14)$$

unde valoarea $NPSH$ -ului cerut de pompă rezultă în metri, pentru valori ale debitelor în m^3/s .

Relațiile de similitudine indică faptul că **raportul debitelor pompate** (debitul la turația n și debitul la turația nominală n_0) este proporțional cu turația relativă $r = n/n_0$, respectiv că **raportul sarcinilor pompei** (înălțimea de pompare la turația n și înălțimea de pompare la turația nominală n_0) este proporțional cu pătratul turației relative: r^2 [Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2014a]. **Prin extensie, raportul sarcinilor nete pozitive la aspirație cerute de pompă** ($NPSH$ -ul cerut la turația n și $NPSH$ -ul cerut la turația nominală n_0) este de asemenea **proporțional cu pătratul turației relative: r^2 .**

Ca urmare, **pe baza relațiilor de similitudine aplicate curbei $NPSH$ -ului cerut la turația nominală** (4.14), **curbele caracteristice ale $NPSH$ -ului cerut de pompe** vor fi definite **pentru orice valoare a turației relative**, prin următoarele curbe de regresie polinomială de gradul 3:

$$\begin{aligned} NPSH_1 &= 5.04 r_1^2 - 1.27 \cdot 10^4 r_1 Q_1 + 8 \cdot 10^6 Q_1^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_1^3 / r_1, \quad r_1 \leq 1 \\ NPSH_2 &= 5.04 r_2^2 - 1.27 \cdot 10^4 r_2 Q_2 + 8 \cdot 10^6 Q_2^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_2^3 / r_2, \quad r_2 \leq 1 \\ NPSH_3 &= 5.04 r_3^2 - 1.27 \cdot 10^4 r_3 Q_3 + 8 \cdot 10^6 Q_3^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_3^3 / r_3, \quad r_3 \leq 1 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Curbele de $NPSH$ (4.15) sunt trasate în figura 4.10 pentru 5 valori ale turației relative: $r \in \{1; 55/60; 50/60; 45/60; 40/60\} = \{1; 0.9167; 0.8333; 0.7500; 0.6667\}$.

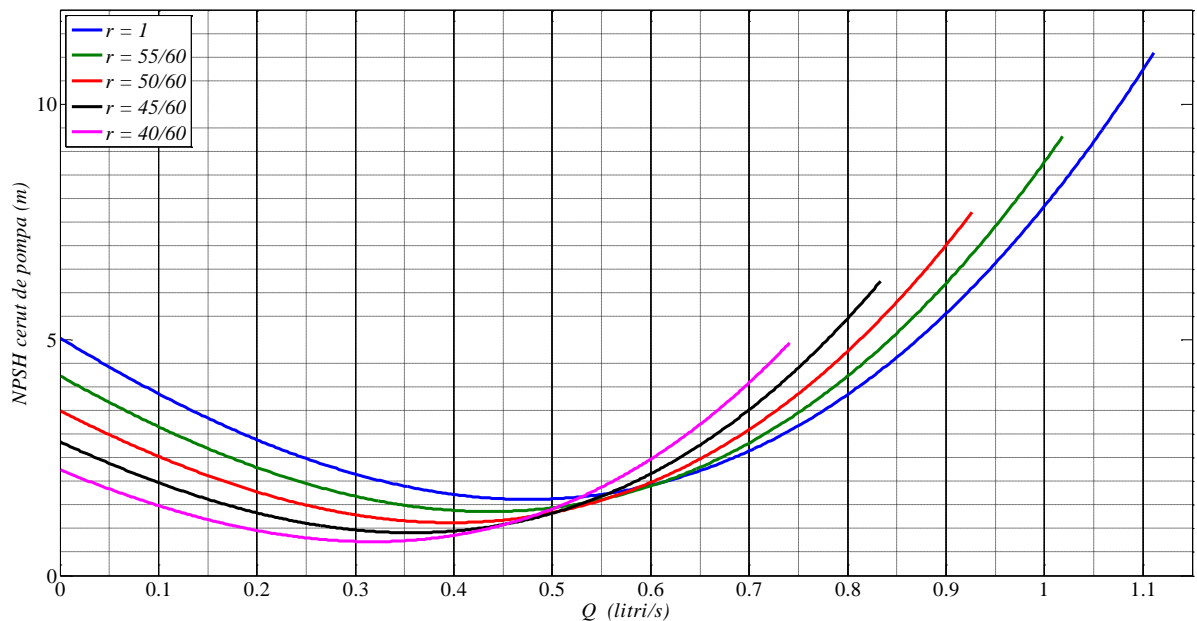


Fig. 4.10. Curbele caracteristice ale $NPSH$ -ului cerut de pompe (4.15) pentru diferite valori ale turației relative: $r \in \{1; 55/60; 50/60; 45/60; 40/60\}$

În **punctele F1÷F3 de funcționare energetică ale pompelor**, valorile $NPSH$ -ului cerut de pompă sunt notate $NPSH_{F1} \div NPSH_{F3}$, iar valorile acestora rezultă din (4.15), pentru debitele pompate $Q_{F1} \div Q_{F3}$:

$$\begin{aligned} NPSH_{F1} &= 5.04 r_1^2 - 1.27 \cdot 10^4 r_1 Q_{F1} + 8 \cdot 10^6 Q_{F1}^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_{F1}^3 / r_1, \quad r_1 \leq 1 \\ NPSH_{F2} &= 5.04 r_2^2 - 1.27 \cdot 10^4 r_2 Q_{F2} + 8 \cdot 10^6 Q_{F2}^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_{F2}^3 / r_2, \quad r_2 \leq 1 \\ NPSH_{F3} &= 5.04 r_3^2 - 1.27 \cdot 10^4 r_3 Q_{F3} + 8 \cdot 10^6 Q_{F3}^2 + 7.5 \cdot 10^9 Q_{F3}^3 / r_3, \quad r_3 \leq 1 \end{aligned} \quad (4.16)$$

- M_j [s^2/m^5] – **modulul de rezistență hidraulică** poate fi definit **pentru orice conductă a instalației** (cu indicele $j = 1 \div 17$) sub forma:

$$M_j = M_{d_j} + M_{l_j} = 0.0826 \lambda_j \frac{L_j}{D_j^5} + 0.0826 \frac{\sum \zeta_j}{D_j^4} = 0.0826 \left(\lambda_j \frac{L_j}{D_j} + \sum \zeta_j \right) \frac{1}{D_j^4} \quad (4.17)$$

unde M_{d_j} este modulul de rezistență hidraulică distribuită și M_{l_j} este modulul de rezistență hidraulică locală;

- M_{d_j} [s^2/m^5] – **modulul de rezistență hidraulică distribuită** al conductei cu indicele j depinde de coeficientul lui Darcy λ_j , coeficient care se poate calcula cu **formula lui Swamee-Jain** [Swamee & Jain, 1976] pentru **întregul regim de curgere turbulentă**:

$$\lambda_j = 0.25 \left[\lg \left(\frac{5.74}{Re_j^{0.9}} + \frac{k_j}{3.7 D_j} \right) \right]^{-2} \quad (4.18)$$

în care k_j este rugozitatea absolută a pereților conductei cu indicele j ; se consideră valoarea $k_j = 0.05$ mm pentru toate conductele din oțel [Drăghici, 1971; pag. 246] cu indicele $j \in \{1 \div 3; 6 \div 9\}$ și $k_j = 0.005$ mm pentru toate conductele din PPR, cu $j \in \{4; 5; 10 \div 17\}$; numărul Reynolds Re_j corespunzător curgerii pe conducta cu indicele j este definit astfel:

$$Re_j = \frac{4Q_j}{\pi D_j \nu} \quad (4.19)$$

unde $\nu = 10^{-6}$ m²/s este vâscozitatea cinematică a apei la temperatura de 20°C;

Pentru **regimul turbulent rugos**, definit pentru $Re_j \geq 560 D_j / k_j$, coeficientul lui Darcy λ_j se poate calcula cu **formula Prandtl-Nikuradse** [Georgescu A.-M. & Georgescu S.-C., 2007] o formulă care nu depinde de debit:

$$\lambda_j = \left(2 \lg \left(\frac{D_j}{k_j} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad (4.20)$$

- M_{lj} [s^2/m^5] – **modulul de rezistență hidraulică locală** depinde de coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_j .

Pentru **conductele lungi din punct de vedere hidraulic** (conducte cu raportul $L_j/D_j > 200$, între lungimea L_j și diametrul D_j), pierderile de sarcină hidraulică locale pot fi neglijate, deci $M_{lj} \rightarrow 0$; pe baza acestei ipoteze, în cadrul instalației studiate, coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_j pot fi considerați neglijabili **numai de-a lungul a două conducte**: magistrala de aspirație cu $j = 5$, respectiv magistrala de refulare cu $j = 10$.

Ca urmare, **calculul hidraulic pentru întreaga instalație va fi efectuat în ipoteza conductelor scurte din punct de vedere hidraulic**, anume cu considerarea tuturor pierderilor de sarcină hidraulică locale și a termenilor cinetici de la extremitățile conductelor.

Coeficienții ζ_j **vor fi determinați prin calcul numeric pentru vane/robinetele manevrate (parțial închise sau complet deschise) în timpul experimentelor**, anume:

- vana **VR** de reglare a debitului, amplasată pe magistrala de refulare $j = 14$ din aval (unde coeficientul ζ_j este notat ζ_{VR}) – vana de reglare **VR** este utilizată în toate experimentele;
- robinetele de la consumatorii finali **C1÷C3** (cu coeficienții ζ_j notați $\zeta_{C1}; \zeta_{C2}; \zeta_{C3}$) – aceste robinete sunt deschise numai în anumite experimente;
- vanele **V1÷V3** de pe conductele de aspirație ale pompelor, conducte cu indici $j = 1a; 2a; 3a$ (coeficienții ζ_j sunt notați $\zeta_{V1}; \zeta_{V2}; \zeta_{V3}$) – aceste vane sunt parțial închise numai pentru anumite încercări la cavitație; pentru poziția normal deschisă, valorile $\zeta_{V1}; \zeta_{V2}; \zeta_{V3}$ sunt date în tabelul 4.1;
- vana **VA** amplasată în amonte pe magistrala de aspirație $j = 4$ (unde coeficientul ζ_j este notat ζ_{VA}) – această vană este parțial închisă numai pentru anumite încercări la cavitație; pentru poziția normal deschisă, valoarea ζ_{VA} este dată în tabelul 4.1.

Pentru alte tipuri de fittinguri, anume pentru coturi de 90° , evazări/îngustări bruște de secțiune, teuri cu separare, teuri cu împreunare, clapete anti-retur, precum și la curgerea prin vane de izolare în poziție normal deschisă, valorile coeficienților ζ_j sunt date în tabelul 4.1 – aceste valori ζ_j sunt preluate/prelucrate din [Drăghici, 1971; paginile 249-253]. Determinarea coeficienților ζ_A la trecerea prin apometrele **AT** și **AC1÷AC3** este inserată după tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Valorile coeficienților ζ_j pe conductele cu indicele j , pentru coturi de 90° , evazări/îngustări brusce de secțiune, teuri cu separare/împreunare, vane complet deschise

j	ζ_j	$\sum \zeta_j$	Descrierea tipului de singularitate, conducta și/sau nodul corespunzător
1a	1.15		teu cu separare în nodul 21, amonte pe conducta $j = 1a$
V1	0.4		vana de izolare V1 în poziție normal deschisă pe conducta $j = 1a$ (exceptând cazul în care V1 este manevrată pentru încercări la cavitație, unde ζ_{V1} se determină prin calcul numeric)
2a	1.15		teu cu separare în nodul 20, amonte pe conducta $j = 2a$
V2	0.4		vana de izolare V2 în poziție normal deschisă pe conducta $j = 2a$ (exceptând cazul în care V2 este manevrată pentru încercări la cavitație, unde ζ_{V2} se determină prin calcul numeric)
3a	1.15		teu cu separare în nodul 19, amonte pe conducta $j = 3a$
V3	0.4		vana de izolare V3 în poziție normal deschisă pe conducta $j = 3a$ (exceptând cazul în care V3 este manevrată pentru încercări la cavitație, unde ζ_{V3} se determină prin calcul numeric)
1r	0.8	$\sum \zeta_{1r} = 2.06$	clapetă anti-retur pe conducta $j = 1r$
1r	0.4		vană de izolare în poziție normal deschisă pe conducta $j = 1r$
1r	0.3		cot 90° în plan vertical pe conducta cu $j = 1r$
1r	0.56		teu cu împreunare în nodul 22, aval pe conducta $j = 1r$
2r	0.8	$\sum \zeta_{2r} = 2.06$	clapetă anti-retur pe conducta $j = 2r$
2r	0.4		vană de izolare în poziție normal deschisă pe conducta $j = 2r$
2r	0.3		cot 90° în plan vertical pe conducta cu $j = 2r$
2r	0.56		teu cu împreunare în nodul 23, aval pe conducta $j = 2r$
3r	0.8	$\sum \zeta_{3r} = 2.06$	clapetă anti-retur pe conducta $j = 3r$
3r	0.4		vană de izolare în poziție normal deschisă pe conducta $j = 3r$
3r	0.3		cot 90° în plan vertical pe conducta cu $j = 3r$
3r	0.56		teu cu împreunare în nodul 24, aval pe conducta $j = 3r$
4	0.35	$\sum \zeta_4 = 0.99$ (0.95 când $j=5$ are DN40)	ieșirea din rezervor (îngustare bruscă secțiune), amonte conducta $j = 4$
4	2×0.3		două coturi 90° în plan vertical pe conducta $j = 4$
4	0.04		evazare bruscă DN50 / DN63 în nodul 18, aval pe conducta $j = 4$ (exceptând încercările experimentale cu conducta $j = 5$ cu DN40)
VA	0.4		vana VA în poziție normal deschisă pe conducta $j = 4$ (exceptând cazul în care VA este manevrată pentru încercări la cavitație, unde ζ_{VA} se determină prin calcul numeric)
5	6×0.3	$\sum \zeta_5 = 1.8$	6 coturi 90° în plan orizontal pe conducta $j = 5$
5	0.05		îngustare bruscă DN50 / DN40 în nodul 18, amonte conducta $j = 5$

		(1.95 când $j=5$ are DN40)	(doar pentru încercări experimentale cu conducta $j = 5$ cu DN40) racordarea magistralei de aspirație la stația de pompare, amonte de nodul 19: evazare bruscă DN40 / DN1 $\frac{3}{4}$ ", coeficient ζ aval pe conducta $j = 5$ cu DN40 (doar pentru încercări cu $j = 5$ cu DN40)
5	0.1		
6a	0.01	0.01 (0 când $j=5$ are DN40)	racordarea magistralei de aspirație la stația de pompare, amonte de nodul 19: îngustare bruscă DN63 / DN1 $\frac{3}{4}$ ", ζ pe conducta $j = 6a$ amonte de 19 (exceptând încercările cu conducta $j = 5$ cu DN40)
6	0.25		teu cu separare în nodul 19, pe conducta $j = 6$ imediat aval de nodul 19
7	0.25		teu cu separare în nodul 20, amonte pe conducta $j = 7$
8	0.44		teu cu împreunare în nodul 23, aval pe conducta $j = 8$
9	0.44		teu cu împreunare în nodul 24, pe conducta $j = 9$ amonte de nodul 24
9r	0		nu sunt pierderi de sarcină hidraulică locale pe acest tronson
10	0.1	$\Sigma\zeta_{10}$ =1.3	racordarea magistralei de refulare la stația de pompare, aval de nodul 24: îngustare bruscă DN1 $\frac{3}{4}$ " / DN 40, ζ amonte pe conducta $j = 10$
10	4 × 0.3		4 coturi 90° în plan orizontal pe conducta $j = 10$
AT	ζ_{AT}		trecerea prin apometrul AT : variația ζ_{AT} funcție de debit este trasată în figura 4.11(b); pierderea de sarcină hidraulică locală h_{lAT} prin apometrul AT este descrisă în continuare, în relația (4.22); deși AT este montat pe conducta $j = 10$, h_{lAT} se va considera separat în expresia legii energiei – deci $\Sigma\zeta_{10}$ din M_{110} (4.17) nu include coeficientul ζ_{AT}
11	0.06		teu cu separare în nodul 25, amonte pe conducta $j = 11$
12	0.06		teu cu separare în nodul 26, amonte pe conducta $j = 12$
13	0.06	$\Sigma\zeta_{13} =$ 0.06+ 0.64	teu cu separare în nodul 27, pe conducta $j = 13$ amonte de TR2
13	2 × 0.3		două coturi 90° în plan orizontal pe conducta cu $j = 13$
13	0.04		evazare bruscă de secțiune în nodul 28, aval pe conducta $j = 13$
VR	ζ_{VR}		vana VR de reglare a debitului, montată pe conducta $j = 14$ (ζ_{VR} se determină prin calcul numeric)
14	1		intrarea în rezervor (evazare bruscă de secțiune), aval pe conducta j = 14
15	0.92	$\Sigma\zeta_{15} =$ 1.22+ 0.3	teu cu separare în nodul 25, amonte pe conducta $j = 15$
15	0.3		cot 90° în plan vertical pe conducta cu $j = 15$, amonte de AC1
15	0.3		cot 90° în plan orizontal pe conducta cu $j = 15$, aval de AC1
C1	ζ_{C1}		robinetul de la consumatorul C1 la capătul aval al conductei $j = 15$

			(ζ_{C1} se determină prin calcul numeric)
AC1	ζ_{AC1}		trecerea prin apometrul AC1 : variația ζ_{AC1} funcție de debit este trasată în figura 4.12(b); pierderea de sarcină hidraulică locală h_{lAC1} prin apometrul AC1 este descrisă în relația (4.23); deși AC1 este montat pe conducta $j = 15$, h_{lAC1} se va considera separat în expresia legii energiei – deci $\sum \zeta_{15}$ din M_{I15} (4.17) nu include coeficientul ζ_{AC1}
16	0.92	$\sum \zeta_{16} =$ 1.22+	teu cu separare în nodul 26, amonte pe conducta $j = 16$
16	0.3		cot 90° în plan vertical pe conducta cu $j = 16$, amonte de AC2
16	0.3		0.3 cot 90° în plan orizontal pe conducta cu $j = 16$, aval de AC2
C2	ζ_{C2}		robinetul de la consumatorul C2 la capătul aval al conductei $j = 16$ (ζ_{C2} se determină prin calcul numeric)
AC2	ζ_{AC2}		trecerea prin apometrul AC2 : variația ζ_{AC2} funcție de debit este trasată în figura 4.12(b); pierderea de sarcină hidraulică locală h_{lAC2} prin apometrul AC2 este descrisă în relația (4.23); deși AC2 este montat pe conducta $j = 16$, h_{lAC2} se va considera separat în expresia legii energiei – deci $\sum \zeta_{16}$ din M_{I16} (4.17) nu include coeficientul ζ_{AC2}
17	0.92	$\sum \zeta_{17} =$ 1.22+	teu cu separare în nodul 27, amonte pe conducta $j = 17$
17	0.3		cot 90° în plan vertical pe conducta cu $j = 17$, amonte de AC3
17	0.3		0.3 cot 90° în plan orizontal pe conducta cu $j = 17$, aval de AC3
C3	ζ_{C3}		robinetul de la consumatorul C3 la capătul aval al conductei $j = 17$ (ζ_{C3} se determină prin calcul numeric)
AC3	ζ_{AC3}		trecerea prin apometrul AC3 : variația ζ_{AC3} funcție de debit este trasată în figura 4.12(b); pierderea de sarcină hidraulică locală h_{lAC3} prin apometrul AC3 este descrisă în relația (4.23); deși AC3 este montat pe conducta $j = 17$, h_{lAC3} se va considera separat în expresia legii energiei – deci $\sum \zeta_{17}$ din M_{I17} (4.17) nu include coeficientul ζ_{AC3}

- h_{lA} [m] – pierderea de sarcină hidraulică locală la trecerea prin apometre; valoarea h_{lA} în funcție de debit poate fi estimată prin prelucrarea datelor disponibile în literatură [Pressure Loss, 2022]. Pentru cele 2 tipuri de apometre montate pe conducte cu DN40 și DN20 în cadrul standului experimental, valorile h_{lA} disponibile sunt reprezentate grafic în figurile 4.11(a) și 4.12(a).

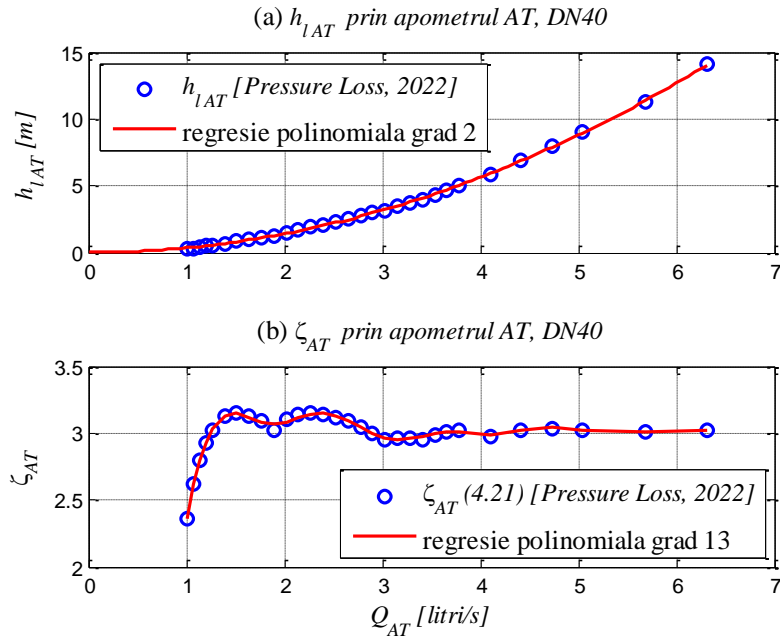


Fig. 4.11. Pierderile de sarcină hidraulică locale h_{lAT} (în metri) și coeficientul ζ_{AT} calculat cu (4.21) funcție de debitul Q_T (în litri/s) pentru apometrul general AT (montat pe conducta $j = 10$ cu DN40): datele disponibile prelucrate [Pressure Loss, 2022] și curbele de regresie polinomială propuse în cadrul tezei

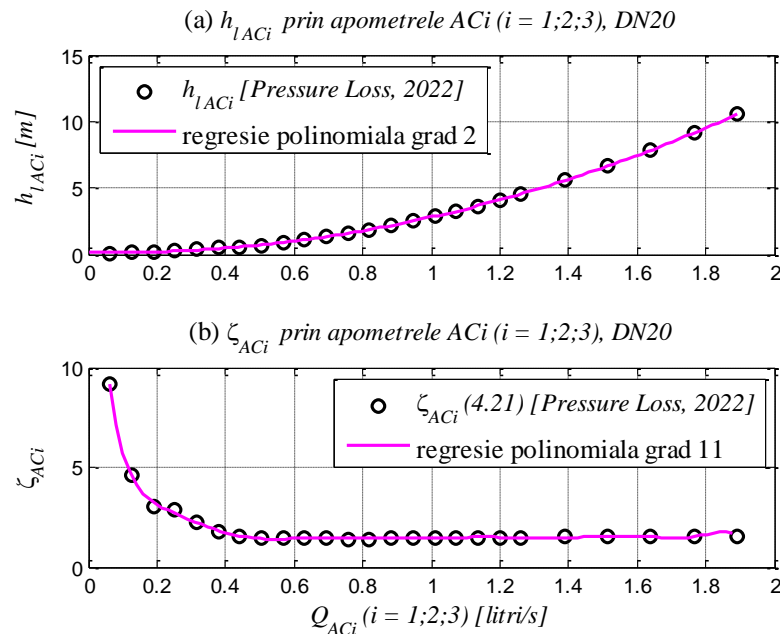


Fig. 4.12. Pierderile de sarcină hidraulică locale h_{lACi} (în metri) și coeficientul ζ_{ACi} calculat cu (4.21) funcție de debitul Q_{Ci} (în litri/s), cu $i = 1 \div 3$, pentru apometrele AC1 ÷ AC3 de la consumatorii C1 ÷ C3, montate pe conducte cu DN20: datele disponibile prelucrate [Pressure Loss, 2022] și curbele de regresie polinomială propuse în cadrul tezei

Valorile coeficientului ζ_A pot fi calculate astfel:

$$h_{lA} = 0.0826 \frac{\zeta_A Q_j^2}{D_j^4} \Rightarrow \zeta_A = \frac{h_{lA} D_j^4}{0.0826 Q_j^2} \quad (4.21)$$

unde indicele j este:

- $j = 10$ pentru apometrul general **AT** montat pe conducta $j = 10$ cu DN40, diametru echivalent cu DN 1½"; rezultă $h_{lAT} = h_{lAT}(Q_T)$ și ζ_{AT} ;
- $j = 15 \div 17$ pentru apometrele **AC1**÷**AC3** de la consumatorii **C1**÷**C3**, pe conducte cu DN20, diametru echivalent cu DN ¾"; rezultă $h_{lACi} = h_{lACi}(Q_{Ci})$ și ζ_{ACi} (scrise pentru $i = 1 \div 3$).

Perechile de valori $h_{lAT} = h_{lAT}(Q_T)$ și $h_{lACi} = h_{lACi}(Q_{Ci})$ disponibile pot fi approximate prin următoarele curbe de regresie polinomială de gradul 2:

$$h_{lAT} = 0.3523Q_T^2 - 0.0011Q_T + 0.0055 \quad (4.22)$$

$$h_{lACi} = 3.189Q_{Ci}^2 - 0.5656Q_{Ci} + 0.1968; \quad i = 1 \div 3 \quad (4.23)$$

unde h_{lAT} și $h_{lAC1} \div h_{lAC3}$ rezultă în metri pentru valori ale debitelor Q_T și $Q_{C1} \div Q_{C3}$ în litri/s. Curbele de regresie (4.22) și (4.23) propuse sunt trasate în figurile 4.11(a) și 4.12(a).

Valorile ζ_{AT} și ζ_{ACi} calculate cu (4.21) funcție de debit pot fi approximate prin curbe de regresie polinomială de grad superior, anume: valorile $\zeta_{AT} = \zeta_{AT}(Q_T)$ printr-un polinom de gradul 13, respectiv valorile $\zeta_{ACi} = \zeta_{ACi}(Q_{Ci})$ printr-un polinom de gradul 11; valorile ζ calculate și curbele de regresie propuse sunt trasate grafic în figurile 4.11(b) și 4.12(b);

- ζ_{VR} [mărimă adimensională] – **coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală la vana de reglare a debitului VR**, montată aval pe magistrala de refulare, în apropierea rezervorului (pe conducta cu indicele $j = 14$ din figura 2.17); valoarea coeficientului ζ_{VR} se obține ca **soluție a sistemului de ecuații neliniare** ce definește funcționarea sistemului hidraulic.

Ținând seama de datele din tabelul 4.1, pentru conducta cu $j = 14$, modulul de rezistență hidraulică (4.17) se scrie după cum urmează:

$$M_{14} = 0.0826 \left(\lambda_{14} \frac{L_{14}}{D_{14}} + (\zeta_{14} + \zeta_{VR}) \right) \frac{1}{D_{14}^4} \quad (4.24)$$

Menționez faptul că, pentru un set de **încercări experimentale efectuate fără consumatori** (cu robinetele de la consumatorii finali **C1**÷**C3** în poziție complet închisă, adică pentru $Q_{C1} = Q_{C2} = Q_{C3} = 0$), deci pentru cazul în care $Q_{14} \equiv Q_T$, într-un studiu precedent [**Ciuc et**

al, 2019b] am stabilit că valoarea coeficientului ζ_{VR} poate fi determinată cu ajutorul unor curbe de regresie polinomială $\zeta_{VR} = \zeta_{VR}(Q_{14})$ de grad superior, definite pe porțiuni în funcție de valoarea critică $Q_{14} \equiv Q_T = 0.83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$ a debitului total pompat (anume, un polinom de gradul 3 pentru $Q_{14} < 3 \text{ m}^3/\text{h}$, respectiv de gradul 5 pentru $Q_{14} \geq 3 \text{ m}^3/\text{h}$);

- $\zeta_{C1}, \zeta_{C2}, \zeta_{C3}$ [mărimi adimensionale] – **coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locală la robinetele de la consumatorii C1÷C3** montate pe conductele cu indicele $j = 15 \div 17$; acești coeficienți se obțin ca **soluție a sistemului de ecuații neliniare** ce definește funcționarea sistemului hidraulic.

Ținând seama de datele din tabelul 4.1, pentru conductele cu $j = 15 \div 17$, modulele de rezistență hidraulică (4.17) se scriu după cum urmează:

$$\begin{cases} M_{15} = 0.0826 \left(\lambda_{15} \frac{L_{15}}{D_{15}} + (\sum \zeta_{15} + \zeta_{C1}) \right) \frac{1}{D_{15}^4} \\ M_{16} = 0.0826 \left(\lambda_{16} \frac{L_{16}}{D_{16}} + (\sum \zeta_{16} + \zeta_{C2}) \right) \frac{1}{D_{16}^4} \\ M_{17} = 0.0826 \left(\lambda_{17} \frac{L_{17}}{D_{17}} + (\sum \zeta_{17} + \zeta_{C3}) \right) \frac{1}{D_{17}^4} \end{cases} \quad (4.25)$$

- $\zeta_{V1}, \zeta_{V2}, \zeta_{V3}$ [mărimi adimensionale] – **coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locală la vanele de V1÷V3 montate pe conductele de aspirație ale pompelor** – conductele cu indicele $j = 1a \div 3a$ (figura 4.13).

Vanele de izolare V1÷V3 se află de regulă în poziție normal deschisă (caz în care, $\zeta_{V1} = \zeta_{V2} = \zeta_{V3} = 0.4$, ca în tabelul 4.1); aceste vane au fost **parțial închise doar pentru anumite încercări experimentale în care s-a studiat funcționarea cavitațională a pompelor**, caz în care coeficienții $\zeta_{V1}; \zeta_{V2}; \zeta_{V3}$ se obțin ca **soluție a sistemului de ecuații neliniare** ce definește funcționarea sistemului hidraulic.

Ținând seama de datele din tabelul 4.1, pentru conductele cu $j = 1 \div 3$, modulele de rezistență hidraulică (4.17) se scriu după cum urmează:

$$\begin{cases} M_1 = M_{1a} + M_{1r} = 0.0826 \left(\lambda_{1a} \frac{L_{1a}}{D_{1a}^5} + \frac{(\zeta_{1a} + \zeta_{V1})}{D_{1a}^4} \right) + 0.0826 \left(\lambda_{1r} \frac{L_{1r}}{D_{1r}^5} + \frac{\sum \zeta_{1r}}{D_{1r}^4} \right) \\ M_2 = M_{2a} + M_{2r} = 0.0826 \left(\lambda_{2a} \frac{L_{2a}}{D_{2a}^5} + \frac{(\zeta_{2a} + \zeta_{V2})}{D_{2a}^4} \right) + 0.0826 \left(\lambda_{2r} \frac{L_{2r}}{D_{2r}^5} + \frac{\sum \zeta_{2r}}{D_{2r}^4} \right) \\ M_3 = M_{3a} + M_{3r} = 0.0826 \left(\lambda_{3a} \frac{L_{3a}}{D_{3a}^5} + \frac{(\zeta_{3a} + \zeta_{V3})}{D_{3a}^4} \right) + 0.0826 \left(\lambda_{3r} \frac{L_{3r}}{D_{3r}^5} + \frac{\sum \zeta_{3r}}{D_{3r}^4} \right) \end{cases} \quad (4.26)$$

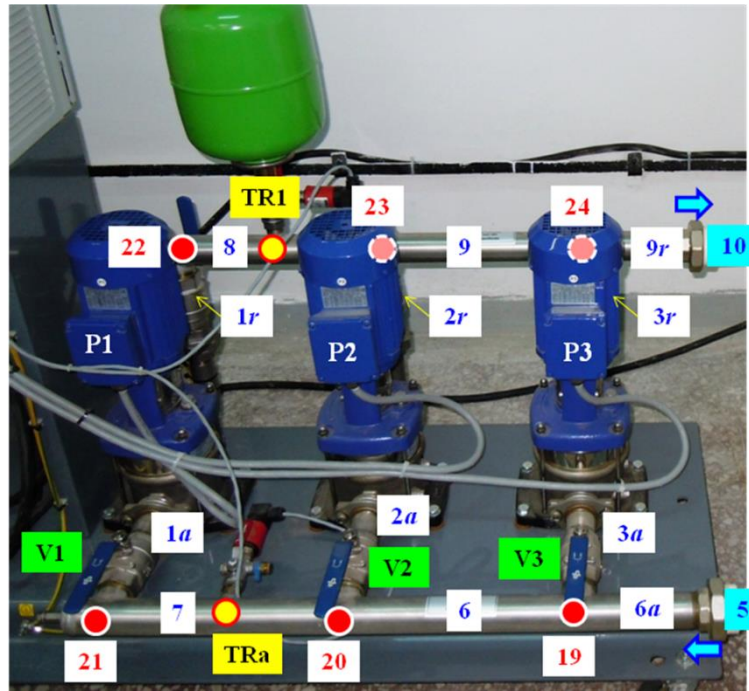


Fig. 4.13. Stația de pompare (SP): pompele **P1÷P3**; conductele cu indicele $j \in \{1a\div3a; 1r\div3r; 5; 6; 6a; 7\div9; 9r; 10\}$, nodurile cu indicele $j = 19\div24$, unde $j=19$ este lângă intrarea în SP, iar $j=24$ este la ieșirea din SP; vanele **V1÷V3** pe conductele de aspirație ale pompelor ($j = 1a\div3a$) – vane de izolare în poziție normal deschisă; traductorul de presiune **TRa** de pe magistrala de aspirație din SP (la mijlocul conductei $j = 7$); traductorul de presiune **TRI** de pe magistrala de refulare din SP (la mijlocul conductei $j = 8$)

- ζ_{VA} [mărimă adimensională] – coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală la vana VA din capătul amonte al magistralei de aspirație, imediat după ieșirea din rezervor (pe conducta cu indicele $j = 4$ din figura 2.17); vana VA se află de regulă în poziție normal deschisă (caz în care, $\zeta_{VA} = 0.4$); această vană a fost parțial închisă doar pentru anumite încercări experimentale în care s-a studiat funcționarea cavitațională a pompelor, caz în care $\zeta_{VA} > 0.4$ iar valoarea sa se obține ca soluție a sistemului de ecuații neliniare ce definește funcționarea sistemului hidraulic.

Ținând seama de datele din tabelul 4.1, pentru conducta cu $j = 4$, modulul de rezistență hidraulică (4.17) se scrie după cum urmează:

$$M_4 = 0.0826 \left(\lambda_4 \frac{L_4}{D_4} + (\sum \zeta_4 + \zeta_{VA}) \right) \frac{1}{D_4^4} \quad (4.27)$$

- $NPSH_a$ [m] – sarcina netă pozitivă la aspirație disponibilă în instalație, notată după caz $NPSH_{a1}$, $NPSH_{a2}$, respectiv $NPSH_{a3}$ pentru pompele **P1÷P3**; relația de calcul pentru $NPSH_{ai}$ cu indicele $i = 1\div3$, se aplică pe circuitul de aspirație al ficărei pompe, între suprafața liberă a apei din rezervorul **R** (unde se neglijează viteza, presiunea este egală cu

presiunea atmosferică, a cărei valoare absolută este $p_{atm} = 10.328$ m.c.a., iar cota suprafeței libere este z_R) și flanșa de aspirație a pompei considerate, a cărei axă este la cota $z_a = 0.23$ m (conform tabelului 2.2, unde $z_a = z_{19} = z_{20} = z_{21} = 0.23$ m):

$$NPSH_{ai} = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} - H_{ga} - h_{rR-ai} \text{ pentru } i = 1 \div 3 \quad (4.28)$$

unde p_v este presiunea de vaporizare a apei ($p_v = 0.238$ m.c.a., pentru apa la temperatura de 20°C); $H_{ga} = (z_a - z_R)$ este înălțimea geometrică de aspirație, a cărei valoare este negativă (asigurând o **contrapresiune la aspirația pompelor**) deoarece $z_R > z_a$; **cota z_R a suprafeței libere a apei din rezervor este menținută constantă în timpul încercărilor experimentale**; această cotă a variat de la un set de măsurători la altul, între $z_R = 0.67$ m și $z_R = 0.77$ m (**majoritatea măsurătorilor** au fost efectuate cu $z_R = 0.73$ m); termenul h_{rR-ai} reprezintă suma pierderilor de sarcină hidraulică pe circuitul de aspirație și este definit **pentru fiecare pompă**, după cum urmează (figura 4.14):

$$\begin{aligned} h_{rR-a1} &= (M_4 + M_5)Q_5^2 + M_6Q_6^2 + (M_7 + M_{1a})Q_1^2, \text{ pentru pompa P1} \\ h_{rR-a2} &= (M_4 + M_5)Q_5^2 + M_6Q_6^2 + M_{2a}Q_2^2, \text{ pentru pompa P2} \\ h_{rR-a3} &= (M_4 + M_5)Q_5^2 + M_{3a}Q_3^2, \text{ pentru pompa P3} \end{aligned} \quad (4.29)$$

unde modulele de rezistență hidraulică sunt definite în (4.17); $M_{1a} \div M_{3a}$ se extrag din (4.26), iar M_4 este explicat în (4.27).

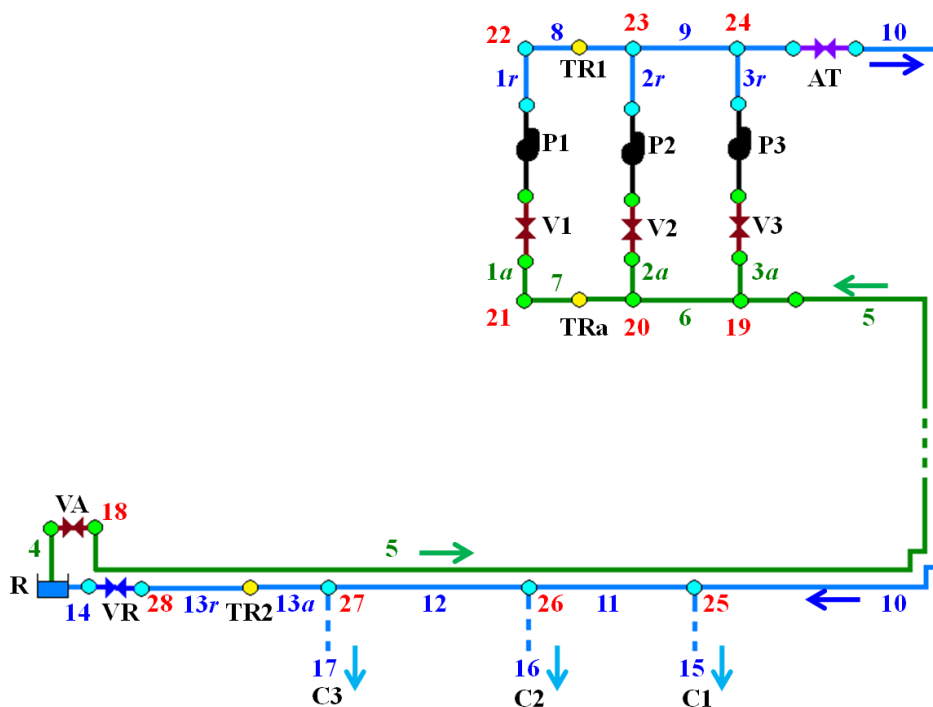


Fig. 4.14. Schema simplificată a circuitului hidraulic din figura 2.17

Conform schemei din figura 4.14 și ținând seama de **ecuația continuității în noduri**, relațiile (4.29), aferente **pierderilor de sarcină hidraulică pe circuitul de aspirație**, devin:

$$\begin{cases} h_{rR-a1} = (M_4 + M_5)Q_T^2 + M_6(Q_2 + Q_3)^2 + (M_7 + M_{1a})Q_1^2, & \text{pentru pompa P1} \\ h_{rR-a2} = (M_4 + M_5)Q_T^2 + M_6(Q_2 + Q_3)^2 + M_{2a}Q_2^2, & \text{pentru pompa P2} \\ h_{rR-a3} = (M_4 + M_5)Q_T^2 + M_{3a}Q_3^2, & \text{pentru pompa P3} \\ Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 \end{cases} \quad (4.30)$$

Inserând apoi în (4.30) valorile calculate ale debitelor pompate $Q_{F1} \div Q_{F3}$ (corespunzătoare **punctelor F1-F3 de funcționare energetică ale pompelor**), pierderile de sarcină hidraulică pe aspirație se scriu astfel:

$$\begin{aligned} h_{rR-a1} &= (M_4 + M_5)(Q_{F1} + Q_{F2} + Q_{F3})^2 + M_6(Q_{F2} + Q_{F3})^2 + (M_7 + M_{1a})Q_{F1}^2 \\ h_{rR-a2} &= (M_4 + M_5)(Q_{F1} + Q_{F2} + Q_{F3})^2 + M_6(Q_{F2} + Q_{F3})^2 + M_{2a}Q_{F2}^2 \\ h_{rR-a3} &= (M_4 + M_5)(Q_{F1} + Q_{F2} + Q_{F3})^2 + M_{3a}Q_{F3}^2 \end{aligned} \quad (4.31)$$

Inserând rezultatele date de (4.31) în expresia (4.28), rezultă valorile **sarcinii nete pozitive la aspirație disponibilă în instalație** pentru fiecare pompă, funcție de cele 3 debite pompate:

$$NPSH_{ai} = NPSH_{ai}(Q_{F1}, Q_{F2}, Q_{F3}), \quad i = 1 \div 3 \quad (4.32)$$

Condiția de funcționare a pompelor fără cavitație se bazează pe valorile calculate cu relațiile (4.16) pentru **NPSH-ul cerut de fiecare pompă**, respectiv cu relația (4.32) pentru **NPSH-ul disponibil în instalație**, condiția fiind exprimată sub forma:

$$NPSH_{Fi} < NPSH_{ai}(Q_{F1}, Q_{F2}, Q_{F3}), \quad i = 1 \div 3 \quad (4.33)$$

4.2. Sistemul de ecuații care descrie funcționarea sistemului când presiunea prescrisă (PSP) se referă la presiunea indicată de traductorul TR1 de pe magistrala de refulare din stația de pompare

În acest capitol, se consideră că **presiunea prescrisă** (setată/dorită), notată p_{PSP} (unde **PSP = Pressure Set Point**), **trebuie menținută în nodul de monitorizare TR1 situat pe magistrala de refulare din stația de pompare**, unde presiunea la refulare p_{ref} este indicată de **traductorul de presiune TR1** (poziționat în SP ca în figurile 2.6 și 2.17): $p_{ref} = p_{TR1}$.

În cadrul tezei, **toate încercările experimentale în regim de cavitație au fost efectuate numai² pentru nodul de monitorizare TR1**. Deoarece în cadrul încercărilor au fost utilizate vanele **VA** și **V1÷V3** de pe circuitul de aspirație, pe rând sau simultan, în diferite combinații de poziții (deschise sau parțial închise), în acest capitol am **analizat separat diferite cazuri corespunzătoare funcționării standului experimental**, anume:

- funcționarea fără consumatori finali, cu vanele **VA** și **V1÷V3** de pe circuitul de aspirație în poziție normal deschisă (subcapitolul 4.2.1);
- funcționarea fără consumatori finali, cu vana **VA** parțial închisă și cu vanele **V1÷V3** în poziție normal deschisă (subcapitolul 4.2.2);
- funcționarea fără consumatori finali, cu vana **VA** în poziție normal deschisă și cu vanele **V1÷V3** parțial închise (subcapitolul 4.2.3);
- funcționarea fără consumatori finali, cu **VA** și **V1÷V3** parțial închise (subcapitolul 4.2.4);
- funcționarea cu consumatori finali, cu **VA** și **V1÷V3** parțial închise (subcapitolul 4.2.5).

4.2.1. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează fără consumatori finali, cu vanele VA și V1÷V3 în poziție normal deschisă

În cele ce urmează, standul experimental funcționează astfel:

- **fără consumatori finali** – cu robinetele consumatorilor **C1÷C3** închise, caz în care debitele consumate sunt nule: $Q_{C1} = Q_{C2} = Q_{C3} = 0$;
- **cu vanele VA și V1÷V3 în poziție normal deschisă**, caz în care coeficienții de pierderi de sarcină hidraulică locale au valorile din tabelul 4.1: $\zeta_{VA} = 0.4$ și $\zeta_{V1} = \zeta_{V2} = \zeta_{V3} = 0.4$.

În acest caz, funcționarea standului depinde de **4 mărimi necunoscute**, anume: debitele pompatate $Q_1 \div Q_3$ și coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_{VR} la vana reglare **VR** – pentru a determina valorile acestora, **sunt necesare 4 ecuații**.

Traductoarele de presiune **TR1** și **TRa**, montate în stația de pompare (SP), la mijlocul conductelor cu indicele $j = 8$ pe partea de refulare și $j = 7$ pe partea de aspirație a SP (figura 4.14), permit măsurarea (determinarea) **presiunii diferențiale** Δp :

$$\Delta p = (p_{TR1} - p_{TRa}) \quad (4.34)$$

Între cele două conducte (deci între cele două traductoare de presiune) există diferența de cotă $\Delta z = 0.3 \text{ m}$ (tabelul 2.3). Cu notațiile din **secțiunea 4.1** și din figura 4.13, **ecuația de continuitate în noduri**, împreună cu **relația lui Bernoulli** aplicată între nodul **19** (de lângă intrarea în SP) și nodul în care se află **TRa**, respectiv între nodul în care se află **TR1** și nodul **24** (la ieșirea din SP), formează următorul sistem de ecuații neliniare:

² Nu am efectuat deloc încercări în regim de cavitație pentru nodul de monitorizare **TR2**, amplasat la distanță de **SP**.

$$\begin{cases} H_{h19} = H_{hTRa} + M_6(Q_1 + Q_2)^2 + 0.5M_7Q_1^2 \\ H_{hTR1} = H_{h24} + 0.5M_8Q_1^2 + M_9(Q_1 + Q_2)^2 \end{cases} \quad (4.35)$$

Diferența sarcinilor hidrodinamice din nodurile TR1 și TRa este egală cu diferența sarcinilor piezometrice din aceleași noduri (TR1 și TRa sunt montate pe conducte de același diametru, prin care curge același debit, anume Q_1):

$$H_{hTR1} - H_{hTRa} = H_{pTR1} - H_{pTRa} = \frac{(p_{TR1} - p_{TRa})}{\rho g} + (z_{TR1} - z_{TRa}) = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \quad (4.36)$$

Ținând seama de (4.36), diferența sarcinilor hidrodinamice din nodurile 24 și 19 din sistemul (4.35), egală cu diferența sarcinilor piezometrice dintre aceleași noduri – aflate pe conducte de același diametru, prin care curge același debit total Q_T definit prin (4.3), se scrie:

$$H_{h24} - H_{h19} = H_{p24} - H_{p19} = \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) - (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 - 0.5(M_7 + M_8)Q_1^2 \quad (4.37)$$

unde, conform datelor din tabelele 2.2 și 4.1, modulele de rezistență hidraulică $M_6 \div M_9$ au valori diferite, deși conductele cu indicele $j = 6 \div 9$ au aceleași dimensiuni.

Într-un studiu experimental anterior [*Dunca, Ciuc et al, 2017*], realizat pe aceeași stație de pompare (SP), s-a adoptat ipoteza simplificatoare cum că înălțimile de pompare H_{Fi} ale pompelor **P1÷P3** (cu indicele $i = 1 \div 3$) în punctele de funcționare energetică **F1÷F3**, pot fi considerate aproximativ egale cu sarcina din punctul **F** al cuplajului paralel – sarcină care se regăsește în nodul 24, imediat amonte de ieșirea din SP (figura 4.13). **O astfel de ipoteză corespunde neglijării pierderilor de sarcină hidraulică pe conductele din interiorul stației de pompare.** Reprezentarea grafică a curbei de sarcină a pompelor cuplate în paralel corespunde graficului din figura 3.1, în care s-a exemplificat ”reglarea continuă” a funcționării pompelor pentru cuplarea în paralel a una, două sau 3 pompe care echipează standul experimental, pentru turații relative cuprinse între o valoare minimă (aleasă $r_m = 40/60 \cong 0.67$) și cea nominală: $r = 1$.

Deși ipoteza de mai sus este acceptabilă, **în această teză de doctorat, pierderile de sarcină hidraulică pe conductele din interiorul stației de pompare vor fi luate în considerare și explicitate** pentru fiecare lege a energiilor scrisă pe traseul hidraulic care trece prin oricare pompă **P1÷P3**. Ca urmare, se aplică **legea energiilor între nodul 19** (intrarea în SP) **și nodul 24** (ieșirea din SP), **trecând prin fiecare pompă, de la P1, la P3**, și rezultă următoarele 3 ecuații:

$$H_{h19} + H_1 = H_{h24} + (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 + (M_7 + M_1 + M_8)Q_1^2 \quad (4.38)$$

$$H_{h19} + H_2 = H_{h24} + (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 + M_2Q_2^2 \quad (4.39)$$

$$H_{h19} + H_3 = H_{h24} + M_3Q_3^2 \quad (4.40)$$

În legile energiilor (4.38)÷(4.40), s-au utilizat următoarele notații compacte pentru modulele de rezistență hidraulică ale conductelor de aspirație/refulare între care sunt conectate pompele **P1**÷**P3**: $M_1 = (M_{1a} + M_{1r})$, $M_2 = (M_{2a} + M_{2r})$ și $M_3 = (M_{3a} + M_{3r})$. Modulele de rezistență M_1 ÷ M_3 sunt explicitate prin relațiile (4.26) – aceste module de rezistență depind de debitele Q_i (care sunt **necunoscute ale sistemului de ecuații**): $M_i = M_i(Q_i)$, cu $i = 1 \div 3$. Valorile coeficienților de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_j sunt date în tabelul 4.1.

Ținând seama de relația (4.37), legile energiilor (4.38)÷(4.40) pot fi compactate și rescrise punând în evidență **înălțimile de pompare** H_i (cu $i = 1 \div 3$) sub formă de funcții dependente de debitele pompate, astfel:

- pentru **pompa P1**:

$$H_1 = \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) + 0.5 (M_7 + M_8) Q_1^2 + M_1 Q_1^2 \quad (4.41)$$

- pentru **pompa P2**:

$$H_2 = \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) - 0.5 (M_7 + M_8) Q_1^2 + M_2 Q_2^2 \quad (4.42)$$

- pentru **pompa P3**:

$$H_3 = \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) - (M_6 + M_9) (Q_1 + Q_2)^2 - 0.5 (M_7 + M_8) Q_1^2 + M_3 Q_3^2 \quad (4.43)$$

La ieșirea din SP, pe magistrala de refulare cu indicele $j = 10$, se află apometrul **AT** cu ajutorul căruia se poate determina debitul total pompat, notat Q_T (prin volumul V_T înregistrat într-o anumită perioadă de timp t_T). **Ecuția de continuitate** la ieșirea din SP (4.3) poate fi rescrisă sub forma:

$$Q_1 + Q_2 = Q_T - Q_3 \quad (4.44)$$

Inserând (4.44) și expresiile $H_i = H_i(Q_i)$ din (4.6) în ecuațiile (4.41)÷(4.43), rezultă următoarele funcții $f_1 = 0$, $f_2 = 0$ și $f_3 = 0$ [Ciuc et al, 2019a], în care $a = 31.62$ și $b = 17.625 \cdot 10^6$:

- pentru **pompa P1**:

$$f_1 = \left(a \cdot r_1^2 - b \cdot Q_1^2 \right) - \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) - 0.5 (M_7 + M_8) Q_1^2 - M_1 Q_1^2 = 0 \quad (4.45)$$

- pentru **pompa P2**:

$$f_2 = \left(a \cdot r_2^2 - b \cdot Q_2^2 \right) - \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) + 0.5 (M_7 + M_8) Q_1^2 - M_2 Q_2^2 = 0 \quad (4.46)$$

- pentru **pompa P3**:

$$f_3 = \left(a \cdot r_3^2 - b \cdot Q_3^2 \right) - \left(\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z \right) + (M_6 + M_9)(Q_T - Q_3)^2 + \\ + 0.5(M_7 + M_8)Q_1^2 - M_3Q_3^2 = 0 \quad (4.47)$$

Sistemul de 3 ecuații neliniare format din funcțiile $f_i = 0$ (4.45)÷(4.47) are **3 necunoscute**, anume **debitele pompate** Q_i (cu $i = 1 \div 3$).

Datorită dependenței de debit a coeficienților lui Darcy λ_j definiți de **formula Swamee-Jain** (4.18), coeficienți ce se regăsesc în expresia modulelor de rezistență hidraulică M_j (4.17), funcțiile (4.45)÷(4.47) formează un sistem de ecuații **puternic neliniare**, care poate fi rezolvat numeric [Mădulărea, 2022], cu ajutorul funcției specializate numite *fsolve* din MATLAB® [MATLAB, 2022] și GNU Octave [Eaton et al, 2022].

Plaja de debite corespunzătoare încercărilor efectuate pe stand experimental [Ciuc et al, 2019a], [Mădulărea, 2022] arată că **pe conductele din interiorul SP** (pe conductele cu indicele $j \in \{1a \div 3a; 1r \div 3r; 6a; 6 \div 9; 9a\}$) **curgerea este turbulentă prepătratică**, iar **pe conductele din PPR ale instalației hidraulice** (pe conductele cu indicele $j \in \{4; 5; 10 \div 14\}$), **curgerea este turbulentă netedă**, deci este indicată utilizarea **formulei Swamee-Jain** (4.18).

Am verificat soluțiile (valorile debitelor) și în ipoteza unei **curgeri turbulente rugoase pe conductele din interiorul SP** – regim pentru care coeficientul lui Darcy λ_j se poate calcula cu **formula Prandtl-Nikuradse** (4.20) – formulă care nu depinde de debit. Pe baza acestei ipoteze, **se reduce gradul de neliniaritate al sistemului de ecuații** (4.45)÷(4.47), soluția sistemului putând fi determinată cu ușurință astfel: se extrage (prin radical) debitul Q_1 din (4.45), apoi se introduce în (4.46) și (4.47), de unde se extrag (prin radical) valorile Q_2 și Q_3 . **Am verificat această ipoteză prin calcul** efectuat atât cu formula Swamee-Jain (4.18), cât și cu formula Prandtl-Nikuradse (4.20), iar **diferența dintre valorile calculate ale debitelor pompate variază în intervalul** $[-0.00023 \dots +0.00011]$ **în litri/s (!)**, deci diferența este neglijabilă, fiind situată cu mult sub clasa de precizie a apometrului **AT**. Ca urmare, ipoteza curgerii turbulente rugoase poate fi adoptată pentru a calcula mai ușor debitul pompate în anumite cazuri particulare, cum este cazul simplu, tratat în acest subcapitol 4.2.1.

Pentru a acoperi însă toate cazurile studiate, **în cadrul tezei va fi luată în considerare strict formula Swamee-Jain**.

Pe baza relațiilor (4.6) care descriu curbele de sarcină $H_i = H_i(Q_i)$ ale pompelor la orice turație relativă $r_i = n_i/n_0 = f_i/f_0$ (cu $i = 1 \div 3$) și pe baza ecuațiilor de continuitate care se aplică în fiecare nod al sistemului, **legea energiilor pe circuitul hidraulic închis, pornind de la rezervorul R, trecând prin fiecare pompă P1÷P3 și revenind înapoi la rezervor**, conduce la următoarele ecuații **neliniare**, scrise la rândul lor ca funcții $f_4 = 0$, $f_5 = 0$ și $f_6 = 0$, anume:

$$f_4 = a \cdot r_1^2 - b \cdot Q_1^2 - \left(M_4 + M_5 + M_{6a} + M_{9r} + \sum_{j=10}^{13} M_j + M_{14} \right) Q_T^2 - h_{l_{AT}} - (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 - (M_7 + M_1 + M_8)Q_1^2 = 0 \quad (4.48)$$

$$f_5 = a \cdot r_2^2 - b \cdot Q_2^2 - \left(M_4 + M_5 + M_{6a} + M_{9r} + \sum_{j=10}^{13} M_j + M_{14} \right) Q_T^2 - h_{l_{AT}} - (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 - M_2 Q_2^2 = 0 \quad (4.49)$$

$$f_6 = a \cdot r_3^2 - b \cdot Q_3^2 - \left(M_4 + M_5 + M_{6a} + M_{9r} + \sum_{j=10}^{13} M_j + M_{14} \right) Q_T^2 - h_{l_{AT}} - M_3 Q_3^2 = 0 \quad (4.50)$$

unde pierderea de sarcină hidraulică locală $h_{l_{AT}}$ prin apometrul **AT** montat pe conducta cu $j = 10$ este definită în (4.22) printr-o curbă de regresie polinomială: $h_{l_{AT}} = h_{l_{AT}}(Q_T)$. Modulele de rezistență hidraulică M_j din funcțiile $f_4 \div f_6$ sunt definite în (4.17) cu valorile coeficienților de pierdere de sarcină hidraulică locale ζ_j date în tabelul 4.1 (unde valorile ζ_{VA} și $\zeta_{V1} \div \zeta_{V3}$ corespund vanelor **VA** și **V1**÷**V3** în poziție deschisă); valoarea ζ_{VR} aferentă vanei **VR** de reglare **trebuie calculată**. Modulele de rezistență hidraulică M_4 și M_{14} care încorporează și componenta datorată pierderilor de sarcină hidraulică locală în vana **VA** (de pe conducta $j = 4$), respectiv în vana **VR** (de pe conducta $j = 14$), se scriu:

$$\begin{cases} M_4 = 0.0826 \left(\lambda_4 \frac{L_4}{D_4^5} + \frac{(\zeta_4 + \zeta_{VA})}{D_4^4} \right) \\ M_{14} = 0.0826 \left(\lambda_{14} \frac{L_{14}}{D_{14}^5} + \frac{(\zeta_{14} + \zeta_{VR})}{D_{14}^4} \right) \end{cases} \quad (4.51)$$

În (4.51), coeficientul ζ_{VR} este **necunoscut și depinde de debitul tranzitat**, anume de debitul Q_{14} care intră în rezervor prin conducta $j = 14$: $\zeta_{VR} = \zeta_{VR}(Q_{14})$.

Vana de reglare VR a fost utilizată în diferite poziții, de la complet închisă până la complet deschisă **în toate încercările experimentale**, deci pentru orice valoare nonulă a debitului care intră în rezervor prin conducta $j = 14$, coeficientul ζ_{VR} este **non-nul**: $\zeta_{VR} > 0$. Cunoscând valorile debitelor pompate $Q_1 \div Q_3$, calculate ca soluție a sistemului (4.45)÷(4.47), **se poate calcula valoarea necunoscută a coeficientului ζ_{VR} corespunzător vanei reglare VR, utilizând una dintre funcțiile (4.48)÷(4.50) – oricare dintre aceste 3 funcții**. Soluția ζ_{VR} aferentă oricărei ecuații (4.48)÷(4.50) poate fi obținută cu ajutorul funcției specializate *fsolve* din MATLAB.

Pentru toate încercările experimentale efectuate fără consumatori, cu presiunea prescrisă (PSP) setată la traductorul de presiune TR1, în timpul cărora vanele VA și V1÷V3 sunt menținute complet deschise, pentru fiecare set de valori înregistrate: $\Delta p = (p_{TR1} - p_{TRa})$, $Q_T = V_T/t_T$ și $r_1 \div r_3$ (date de frecvențele afișate $f_1 \div f_3$), valorile calculate ale debitelor pompate $Q_1 \div Q_3$ corespund debitelor $Q_{F1} \div Q_{F3}$ din **punctele de funcționare energetică F1÷F3**. Inserând valorile $Q_{F1} \div Q_{F3}$ în relațiile (4.7), (4.9), respectiv (4.16), se obțin înălțimile de pompare $H_{F1} \div H_{F3}$, randamentele $\eta_{F1} \div \eta_{F3}$ și valorile $NPSH_{F1} \div NPSH_{F3}$ ale NPSH-ului cerut de pompe, în punctele **F1÷F3**. Inserând valorile $Q_{F1} \div Q_{F3}$ în relația (4.32), bazată pe relațiile (4.28) și (4.31), se obțin valorile $NPSH_{a1} \div NPSH_{a3}$ ale NPSH-ului disponibil în instalație, apoi se verifică inegalitatea (4.33) pentru a determina **regimul de funcționare: fără cavitație, cu cavitație incipientă sau cu cavitație dezvoltată**. Pe baza relațiilor (4.10) și (4.11) se pot calcula valorile puterii pompelor $P_{F1} \div P_{F3}$, respectiv puterii electrice $P_{el1} \div P_{el3}$ absorbite de motorul electric al fiecărei pompe. Rezultă apoi puterea totală consumată pentru pompare P_T (4.12) și puterea electrică totală absorbită în stația de pompare, notată P_{elT} (4.13).

Metodologia descrisă în acest capitol permite calcularea parametrilor care definesc funcționarea energetică și cavitațională a pompelor P1÷P3, conform schemei din figura 4.15.

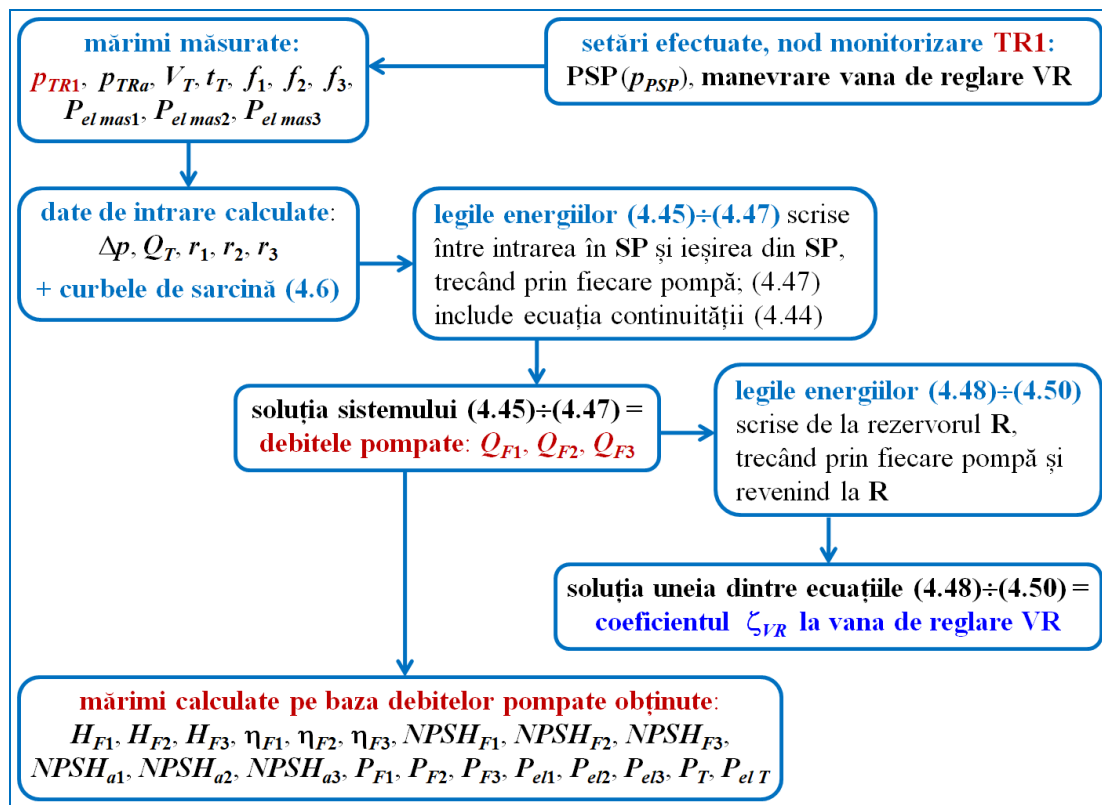


Fig. 4.15. Schema logică a determinării soluțiilor – nod monitorizare TR1, funcționare fără consumatori finali, cu vanele VA și V1 ÷ V3 de pe circuitul de aspirație în poziție normal deschisă

Această metodologie de calcul corespunde unei abordări de **control fără senzori în stația de pompare** [Ciuc et al, 2019a] – abordare considerată acceptabilă atunci când se lucrează cu instrumente de măsurare insuficiente (după cum am precizat, standul experimental nu este dotat cu debitmetre, iar în interiorul stației de pompare, nu se poate măsura nici debitul pompat cu fiecare pompă, nici saltul de presiune dintre aspirația și refularea fiecărei pompe).

Ecuția continuității (4.3) și legile energiilor (4.45)÷(4.50) corespund cazului în care **toate pompele sunt în funcțiune**. În cazul în care **una dintre pompe este oprită**, respectiv când **două pompe sunt oprite**, sistemul de ecuații se simplifică (una dintre valorile debitelor pompate fiind nulă, respectiv două dintre valorile debitelor pompate fiind nule).

Suma soluțiilor (debitelor pompate) $Q_{F1} \div Q_{F3}$ calculate numeric (prin rezolvarea sistemului de ecuații (4.45)÷(4.47) ce definește funcționarea instalației) este verificată în termenii unei **erori relative ε_Q** în raport cu **valoarea măsurată Q_T** corespunzătoare:

$$\varepsilon_Q = 100[Q_T - (Q_{F1} + Q_{F2} + Q_{F3})_{\text{soluție}}]/Q_T \quad [\%] \quad (4.52)$$

Subliniez faptul că pentru o anumită încercare experimentală, sistemul de ecuații (4.45)÷(4.47) rezolvat numeric încorporează **4 valori măsurate**: presiunile relative înregistrate la traductoarele de presiune **TR1** și **TRa** (inserate în sistem prin presiunea diferențială Δp (4.34)), respectiv volumul de apă V_T la apometrul **AT** și timpul t_T în care acest volum este înregistrat (inserate în sistem prin debitul total Q_T (4.2)). Deci rezultatele numerice sunt în mod cert afectate de **erorile inerente** (erorile de măsurare și de calcul preliminar a datelor de intrare în sistem). Traductoarele de presiune au o precizie de ± 0.03 bar (± 0.3 m.c.a.), deci presiunea diferențială Δp poate fi determinată cu o precizie de ± 0.6 m.c.a. Apometrul **AT** montat pe conducta cu DN40 are o precizie de ± 0.05 litri [Bmeters, 2021b], deci teoretic, volumul V_T poate fi măsurat cu o precizie de ± 0.05 litri; în cadrul standului experimental, valoarea volumului V_T este afișată **în litri, fără zecimale, pe ecranul PLC contorizare** (figura 4.2), ceea ce reduce precizia măsurătorii (este posibil să apară o eroare de citire atât la resetarea contorului, cât și la atingerea volumului dorit). Cronometrarea timpului t_T este, la rândul ei, supusă unei erori de măsurare datorate factorului uman – datorate timpului de reacție la pornirea cronometrului (simultan cu resetarea contorului apometrului) și la oprirea cronometrului (la atingerea volumului dorit) – se estimează o eroare de măsurare cumulată de câteva zecimi de secundă (se poate admite ± 0.5 s). Rezultă că, teoretic, debitul Q_T poate fi măsurat cu o precizie de ± 0.1 litri/s. Calculele efectuate au arătat că valorile erorii relative ε_Q (4.52) pot atinge și valori **extreme de ordinul $\pm 8\%$** .

Suma valorilor calculate ale puterilor electrice absorbite de motoare $P_{el1} \div P_{el3}$ este verificată în termenii unei **erori relative ε_{el}** în raport cu **suma valorilor măsurate ale puterilor electrice absorbite de motoare $P_{elmas1} \div P_{elmas3}$** , cu relația:

$$\varepsilon_{et} = \frac{(P_{elmas1} + P_{elmas2} + P_{elmas3}) - (P_{el1} + P_{el2} + P_{el3})_{\text{calculate}}}{P_{elmas1} + P_{elmas2} + P_{elmas3}} 100 \quad [\%] \quad (4.53)$$

Valorile erorii ε_{el} sunt în mod cert afectate de **erorile inerente** – subliniez faptul că măsurarea puterilor electrice nu este foarte precisă: **afișarea valorilor măsurate se face în kW, cu numai două zecimale**, iar valorile înregistrate s-au situat în intervalul **0.11÷0.55 kW**.

4.2.2. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează fără consumatori finali, cu vana VA parțial închisă și cu vanele V1÷V3 în poziție normal deschisă

În cele ce urmează, standul experimental funcționează astfel:

- **fără consumatori finali** – cu robinetele consumatorilor **C1÷C3** închise, caz în care debitele consumate sunt nule: $Q_{C1} = Q_{C2} = Q_{C3} = 0$;
- **cu vana VA parțial închisă**, caz în care coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_{VA} are o **valoare necunoscută**, care trebuie calculată;
- **cu vanele V1÷V3 în poziție normal deschisă**, caz în care coeficienții de pierderi de sarcină hidraulică locale au valorile din tabelul 4.1: $\zeta_{V1} = \zeta_{V2} = \zeta_{V3} = 0.4$.

În acest caz, funcționarea standului depinde de **5 mărimi necunoscute**, anume: debitele pompate $Q_1 \div Q_3$ și coeficienții de pierderi de sarcină hidraulică locale: ζ_{VR} la vana reglare **VR** și ζ_{VA} la vana **VA** – pentru a determina valorile acestora, **sunt necesare 5 ecuații**.

Cunoscând valorile debitelor pompate $Q_1 \div Q_3$, calculate ca soluție a sistemului (4.45)÷(4.47), **se pot calcula valorile necunoscute ale celor doi coeficienți de pierderi de sarcină hidraulică locale**, anume: ζ_{VR} la vana reglare **VR** și ζ_{VA} la vana **VA**, **utilizând două dintre cele 3 funcții** (4.48)÷(4.50). Soluțiile ζ_{VR} și ζ_{VA} aferente sistemului de două ecuații selectate din grupul celor trei (4.48)÷(4.50) pot fi obținute cu ajutorul funcției specializate *fsolve* din MATLAB.

Parametrii care definesc funcționarea energetică și cavitațională a pompelor P1÷P3 se pot determina conform schemei logice ilustrate în figura 4.16. La final, se calculează erorile relative ε_Q (4.52) și ε_{el} (4.53), rezultate între valorile măsurate și valorile calculate pentru debitele pompate, respectiv pentru puterea electrică totală absorbită în stația de pompare.

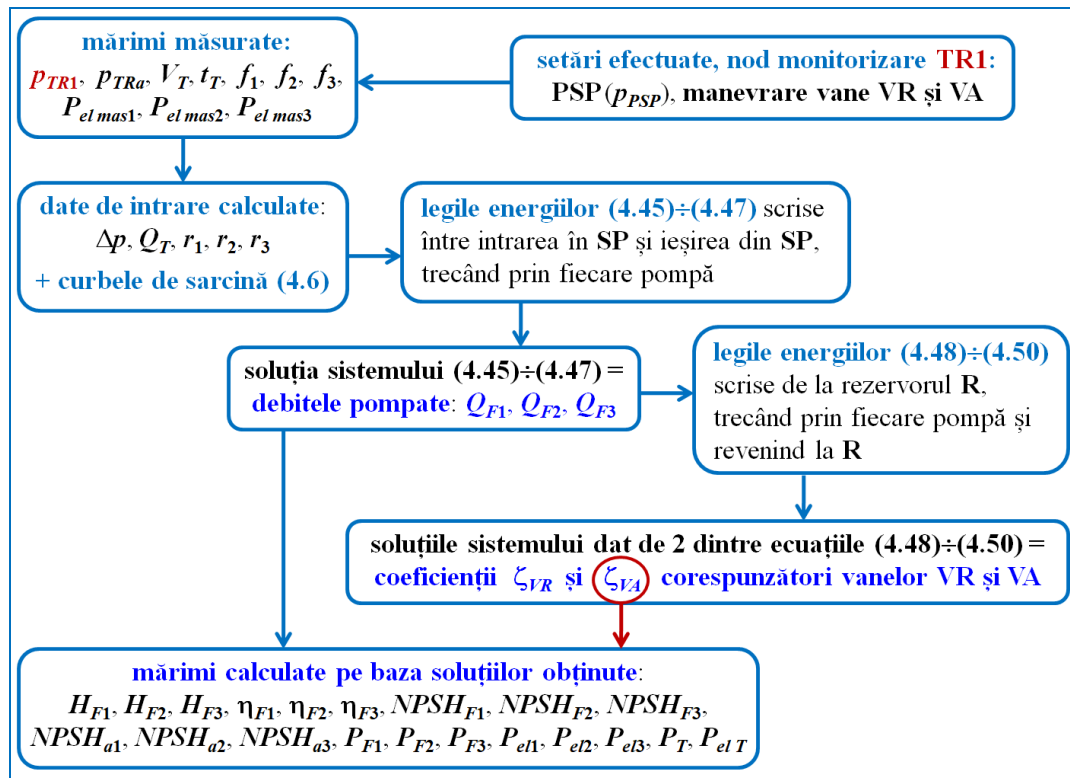


Fig. 4.16. Schema logică a determinării soluțiilor – nod monitorizare **TR1**, funcționare fără consumatori finali, cu vana **VA** parțial închisă și cu vanele **V1÷V3** în poziție normal deschisă

4.2.3. Cazul în care standul funcționează fără consumatori finali, cu vana **VA** în poziție normal deschisă și cu vanele **V1÷V3** parțial închise

În cele ce urmează, standul experimental funcționează astfel:

- **fără consumatori finali** – cu robinetele consumatorilor **C1÷C3** închise, caz în care debitele consumate sunt nule: $Q_{C1} = Q_{C2} = Q_{C3} = 0$;
- **cu vana VA** (vană amplasată în zona amonte a magistralei de aspirație) **în poziție normal deschisă**, caz în care coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală are valoarea din tabelul 4.1: $\zeta_{VA} = 0.4$;
- **cu vanele V1÷V3** (vane amplasate imediat amonte de secțiunea de aspirație a fiecărei pompe) **parțial închise, simultan sau pe rând (câte una sau câte două din trei)**, caz în care coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locale ζ_{V1} ; ζ_{V2} ; ζ_{V3} au **valori necunoscute**, care trebuie calculate.

În acest caz, funcționarea standului depinde de **7 mărimi necunoscute**, anume: debitele pompate $Q_1 \div Q_3$ și coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locale: ζ_{VR} la vana reglare **VR** și $\zeta_{V1} \div \zeta_{V3}$ la vanele **V1÷V3** – pentru a determina valorile acestora, **sunt necesare 7 ecuații**. Deci,

pe lângă cele 6 legi ale energiilor deja scrise – funcțiile $f_1 \div f_6$ definite prin (4.45)÷(4.50), trebuie adăugată încă o lege a energiilor, de exemplu **relația lui Bernoulli** scrisă **pe circuitul hidraulic de refulare**, între nodul în care se află traductorul de presiune **TR1** și un punct de pe suprafața liberă a rezervorului **R**, după cum urmează:

$$H_{hTR1} = H_{hR} + 0.5M_8Q_1^2 + M_9(Q_1 + Q_2)^2 + h_{lAT} + \left(M_{9r} + \sum_{j=10}^{14} M_j \right) Q_T^2 = 0 \quad (4.54)$$

unde sarcinile hidrodinamice în nodul **TR1** și la suprafața liberă a rezervorului **R** sunt definite în (4.5); la suprafața liberă a rezervorului **R**, viteza apei este considerată nulă, iar presiunea relativă este de asemenea nulă, **R** fiind deschis la presiunea atmosferică.

Cu aceste considerente, **relația lui Bernoulli** (4.54) între **TR1** și **R** se rescrie sub forma funcției $f_7 = 0$, astfel:

$$f_7 = \left(M_{c8}Q_1^2 + \frac{P_{TR1}}{\rho g} + z_{TR1} \right) - z_R - 0.5M_8Q_1^2 - M_9(Q_1 + Q_2)^2 - h_{lAT} - \left(M_{9r} + \sum_{j=10}^{14} M_j \right) Q_T^2 = 0 \quad (4.55)$$

unde $M_{c8} = 0.0826/D_8^4$ este modulul cinetic calculat cu diametrul conductei cu indicele $j = 8$, pe care se află traductorul de presiune **TR1** (calculul se face în ipoteza *conductelor scurte din punct de vedere hidraulic*).

Sistemul de **7 ecuații puternic neliniare**, format de funcțiile (4.45)÷(4.50) și (4.55), are **7 necunoscute** ($Q_1 \div Q_3, \zeta_{VR}, \zeta_{V1} \div \zeta_{V3}$). Soluția sistemului de ecuații $\{f_1 = 0; \dots; f_7 = 0\}$ se poate obține cu ajutorul funcției specializate *fsolve* din MATLAB. Cunoscând soluția sistemului de ecuații de mai sus, **se pot calcula parametrii care definesc funcționarea energetică și cavitațională a pompelor P1÷P3**, conform schemei logice ilustrate în figura 4.17. Și în acest caz, la final se calculează erorile relative ε_Q (4.52) și ε_{el} (4.53).

Atunci când **vanele V1÷V3 nu sunt manevrate simultan**, sistemul se simplifică astfel:

- dacă este manevrată (**parțial închisă**) o singură vană **Vi** de la aspirația pompelor (unde **i** ia o singură valoare din mulțimea $\{1; 2; 3\}$), iar celelalte 2 vane **Vk** (unde $k \in \{1; 2; 3\}$ și $k \neq i$), sunt în poziție normal deschisă, atunci sistemul se reduce la **5 ecuații cu 5 necunoscute** ($Q_1 \div Q_3, \zeta_{VR}, \zeta_{Vi}$); pentru cele 2 vane menținute deschise, valoarea coeficienților de pierderi de sarcină hidraulică locale ζ_{Vk} se consideră 0.4, ca în tabelul 4.1;
- dacă sunt manevrate (**parțial închise**) două vane **Vi** (unde **i** ia două valori din mulțimea $\{1; 2; 3\}$), iar cea de-a treia vană **Vk** (unde $k \in \{1; 2; 3\}$ și $k \neq i$) este în poziție normal deschisă, atunci sistemul se reduce la **6 ecuații cu 6 necunoscute** (debitele pompate $Q_1 \div Q_3$,

doi coeficienți ζ_{V1} și coeficientul ζ_{VR}); pentru vana menținută deschisă, valoarea coeficientului ζ_{Vk} se consideră 0.4, ca în tabelul 4.1.

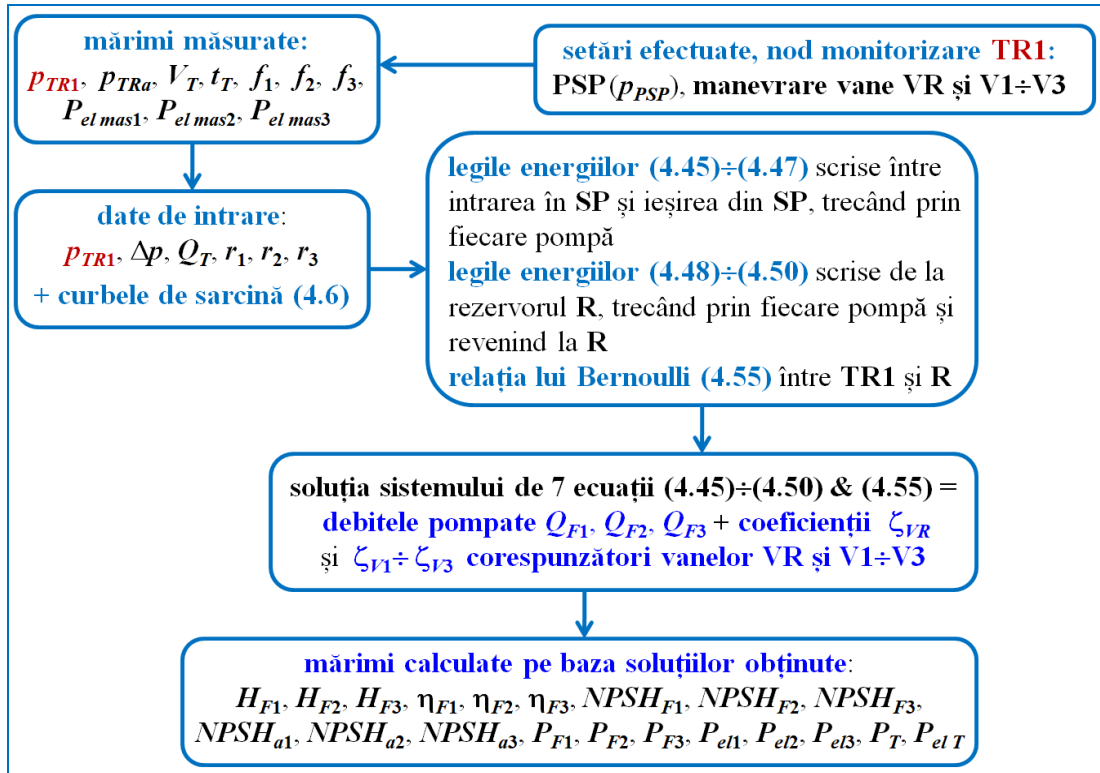


Fig. 4.17. Schema logică a determinării soluțiilor – nod monitorizare TR1, funcționare fără consumatori finali, cu vana VA în poziție normal deschisă și cu vanele V1÷V3 parțial închise

4.2.4. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează fără consumatori finali, cu vanele VA și V1÷V3 parțial închise

În cele ce urmează, standul experimental funcționează astfel:

- **fără consumatori finali** – cu robinetele consumatorilor C1÷C3 închise, caz în care debitele consumate sunt nule: $Q_{C1} = Q_{C2} = Q_{C3} = 0$;
- **cu vana VA parțial închisă**, caz în care coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_{VA} are o **valoare necunoscută**, care trebuie calculată;
- **cu vanele V1÷V3 parțial închise, simultan sau pe rând (câte una sau câte două din trei)**, caz în care coeficienții ζ_{V1} ; ζ_{V2} ; ζ_{V3} au **valori necunoscute**, care trebuie calculate.

În acest caz, funcționarea standului depinde de **8 mărimi necunoscute**, anume: debitele pompatе $Q_1 \div Q_3$ și coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locale: ζ_{VR} la vana reglare VR, ζ_{VA} la vana VA și $\zeta_{V1} \div \zeta_{V3}$ la vanele V1÷V3 – pentru a determina valorile acestora, **sunt necesare 8 ecuații**. Pe lângă cele 7 legi ale energiilor deja scrise – funcțiile $f_1 \div f_7$ definite

prin (4.45)÷(4.50) și (4.55), trebuie adăugată încă o lege a energiilor, de exemplu **relația lui Bernoulli** scrisă **pe circuitul hidraulic de aspirație**, între un punct de pe suprafața liberă a rezervorului **R** și nodul în care se află traductorul de presiune **TRa**, după cum urmează:

$$H_{hR} = H_{hTRa} + (M_4 + M_5 + M_{6a})Q_T^2 + M_6(Q_1 + Q_2)^2 + 0.5M_7Q_1^2 = 0 \quad (4.56)$$

unde sarcinile hidrodinamice la suprafața liberă a rezervorului **R** și în nodul **TRa** sunt definite în (4.5). **Relația lui Bernoulli** (4.56) între **R** și **TRa** se rescrie sub forma funcției $f_8 = 0$, astfel:

$$f_8 = z_R - \left(M_{c7}Q_1^2 + \frac{P_{TRa}}{\rho g} + z_{TRa} \right) - (M_4 + M_5 + M_{6a})Q_T^2 - M_6(Q_1 + Q_2)^2 - 0.5M_7Q_1^2 = 0 \quad (4.57)$$

unde $M_{c7} = 0.0826/D_7^4$ este modulul cinetic calculat cu diametrul conductei cu indicele $j = 7$, pe care se află traductorul de presiune **TRa**.

Sistemul de **8 ecuații puternic neliniare**, format de funcțiile (4.45)÷(4.50), (4.55) și (4.57), are **8 necunoscute** ($Q_1 \div Q_3, \zeta_{VR}, \zeta_{VA}, \zeta_{V1} \div \zeta_{V3}$). Soluția sistemului de ecuații $\{f_1 = 0; \dots; f_8 = 0\}$ se poate obține cu ajutorul funcției specializate **fsolve** din MATLAB. Cunoscând soluția sistemului de ecuații de mai sus, **se pot calcula parametrii care definesc funcționarea energetică și cavitațională a pompelor P1÷P3**, conform schemei logice ilustrate în figura 4.18. Și în acest caz, la final se calculează erorile relative ε_Q (4.52) și ε_{el} (4.53).

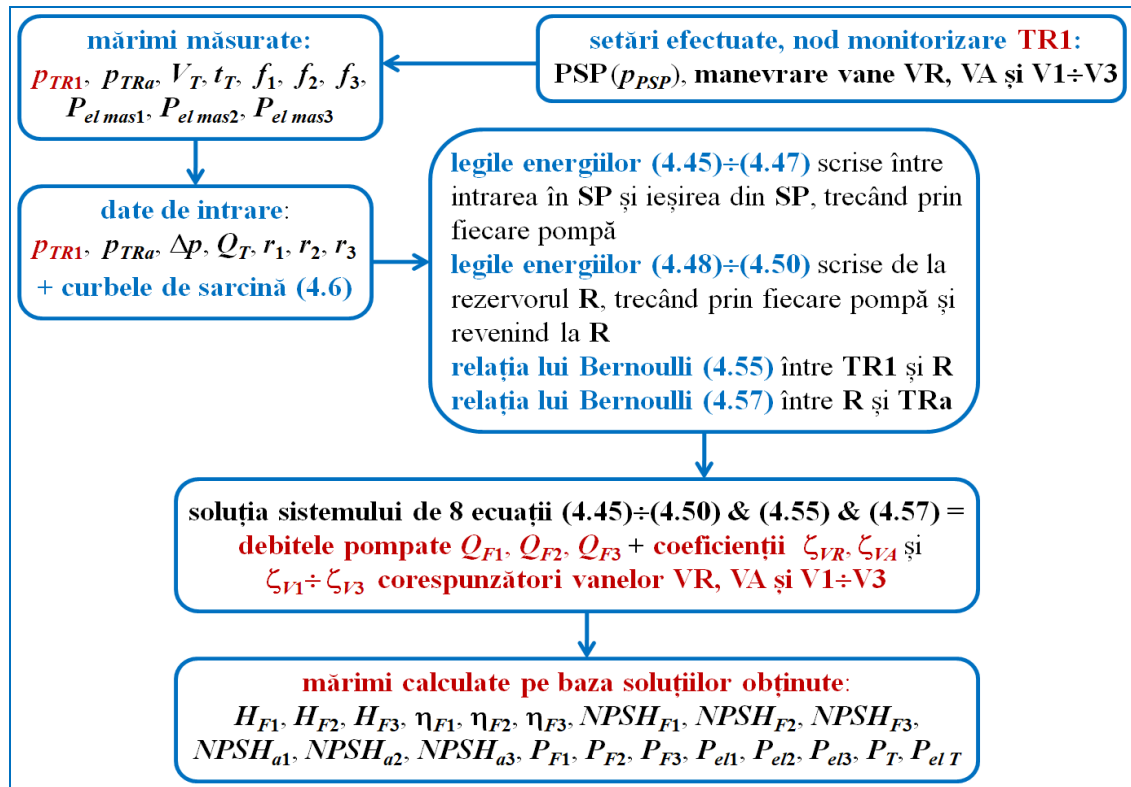


Fig. 4.18. Schema logică a determinării soluțiilor – nod monitorizare **TR1**, funcționare fără consumatori finali, cu vanele **VA** și **V1 ÷ V3** parțial închise

În cazul în care **vanele V1÷V3 nu sunt manevrate simultan**, sistemul se simplifică după cum a fost explicat în subcapitolul 4.2.3, adică se reduce la **6 ecuații cu 6 necunoscute** dacă este manevrată (**parțial închisă**) o **singură vană de la aspirația pompelor**, respectiv se reduce la **7 ecuații cu 7 necunoscute** dacă sunt **parțial închise două vane de la aspirația pompelor**.

4.2.5. Cazul în care nodul de monitorizare este TR1, iar standul funcționează cu consumatori finali, cu vanele VA și V1÷V3 parțial închise

În cele ce urmează, standul experimental funcționează astfel:

- **cu consumatori finali – cu robinetele consumatorilor C1÷C3 parțial închise**, caz în care debitele consumate $Q_{C1} \div Q_{C3}$ sunt măsurate prin metoda volumetrică, cu ajutorul apometrelor **AC1÷AC3**, iar coeficienții de pierderi de sarcină hidraulică locale $\zeta_{C1}; \zeta_{C2}; \zeta_{C3}$ au **valori necunoscute**, care trebuie calculate;
- **cu vana VA parțial închisă**, caz în care coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_{VA} are o **valoare necunoscută**, care trebuie calculată;
- **cu vanele V1÷V3 parțial închise, simultan sau pe rând (câte una sau câte două din trei)**, caz în care coeficienții $\zeta_{V1}; \zeta_{V2}; \zeta_{V3}$ au **valori necunoscute**, care trebuie calculate.

Pentru **cazul funcționării cu consumatori, ecuația continuității la nivelul rezervorului R** se scrie astfel:

$$Q_T = Q_{C1} + Q_{C2} + Q_{C3} + Q_{14} \quad (4.58)$$

unde Q_{C1} , Q_{C2} și Q_{C3} sunt debitele consumate în nodurile de capăt (nodurile $j = 29 \div 31$ în figura 2.17) – aceste debite ”consumate” se reîntorc în rezervor printr-un jgheab colector.

În acest caz general, în care toate vanele **VR, VA, V1÷V3** și robinetele **C1÷C3** sunt manevrate în cadrul standului, funcționarea standului depinde de **11 mărimi necunoscute**, anume: debitele pompate $Q_1 \div Q_3$ și coeficienții de pierderi de sarcină hidraulică locale, anume: ζ_{VR} la vana reglare **VR**, ζ_{VA} la vana **VA**, $\zeta_{V1} \div \zeta_{V3}$ la vanele **V1÷V3** și $\zeta_{C1} \div \zeta_{C3}$ la robinetele **C1÷C3**; pentru a determina valorile acestora, **sunt necesare 11 ecuații**.

Funcțiile $f_1 \div f_3$ definite anterior prin (4.45)÷(4.47) **rămân valabile** în cazul funcționării cu consumatori finali – aceste funcții reprezintă 3 legi ale energiilor, scrise **între nodul 19** (intrarea în SP) și **nodul 24** (ieșirea din SP), **trecând prin fiecare pompă P1÷P3**. De asemenea, **relația lui Bernoulli** între **R** și **TRa**, definită prin funcția f_8 (4.57), **rămâne valabilă**. În schimb, legile energiilor (4.48)÷(4.50) și (4.55), exprimate prin funcțiile $f_4 \div f_7$, **trebuie rescrise ținând seama de ecuația continuității (4.58), în care apar debitele consumate $Q_{C1} \div Q_{C3}$** . Rezultă următoarele 4 funcții noi, notate $f_9 \div f_{12}$ (acestea vor înlocui funcțiile anterioare $f_4 \div f_7$):

- **legile energiilor** de la **R**, trecând prin fiecare pompă **P1÷P3** și revenind înapoi la **R**:

$$\begin{aligned}
 f_4 \rightarrow f_9 = & a \cdot r_1^2 - b \cdot Q_1^2 - (M_4 + M_5 + M_{6a} + M_{9r} + M_{10})Q_T^2 - h_{lAT} - \\
 & - M_{11}(Q_T - Q_{C1})^2 - M_{12}(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2})^2 - \\
 & - (M_{13} + M_{14})(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2} - Q_{C3})^2 - \\
 & - (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 - (M_7 + M_1 + M_8)Q_1^2 = 0
 \end{aligned} \tag{4.59}$$

$$\begin{aligned}
 f_5 \rightarrow f_{10} = & a \cdot r_2^2 - b \cdot Q_2^2 - (M_4 + M_5 + M_{6a} + M_{9r} + M_{10})Q_T^2 - h_{lAT} - \\
 & - M_{11}(Q_T - Q_{C1})^2 - M_{12}(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2})^2 - \\
 & - (M_{13} + M_{14})(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2} - Q_{C3})^2 - \\
 & - (M_6 + M_9)(Q_1 + Q_2)^2 - M_2Q_2^2 = 0
 \end{aligned} \tag{4.60}$$

$$\begin{aligned}
 f_6 \rightarrow f_{11} = & a \cdot r_3^2 - b \cdot Q_3^2 - (M_4 + M_5 + M_{6a} + M_{9r} + M_{10})Q_T^2 - h_{lAT} - \\
 & - M_{11}(Q_T - Q_{C1})^2 - M_{12}(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2})^2 - \\
 & - (M_{13} + M_{14})(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2} - Q_{C3})^2 - M_3Q_3^2 = 0
 \end{aligned} \tag{4.61}$$

- **relația lui Bernoulli** între **TR1** și **R**:

$$\begin{aligned}
 f_7 \rightarrow f_{12} = & \left(M_{c8}Q_1^2 + \frac{P_{TR1}}{\rho g} + z_{TR1} \right) - z_R - 0.5M_8Q_1^2 - M_9(Q_1 + Q_2)^2 - \\
 & - (M_{9r} + M_{10})Q_T^2 - h_{lAT} - M_{11}(Q_T - Q_{C1})^2 - \\
 & - M_{12}(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2})^2 - (M_{13} + M_{14})(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2} - Q_{C3})^2 = 0
 \end{aligned} \tag{4.62}$$

Pe lângă cele 8 legi ale energiilor deja scrise – funcțiile $f_1 \div f_3$, f_8 și $f_9 \div f_{12}$, definite prin (4.45)÷(4.47), (4.57) și (4.59)÷(4.62), trebuie adăugate **încă 3 legi ale energiilor pentru a obține totalul de 11 ecuații necesare**. Pot fi adăugate, de exemplu, **relațiile lui Bernoulli** scrise pe **circuitul hidraulic de refulare**, între nodul în care se află traductorul de presiune **TR1** și orificiul pe unde iese jetul de apă de la fiecare consumator **C1÷C3** (nodurile $j = 29 \div 31$), după cum urmează:

$$\left\{ \begin{aligned}
 H_{hTR1} &= H_{h29} + 0.5M_8Q_1^2 + M_9(Q_1 + Q_2)^2 + (M_{9r} + M_{10})Q_T^2 + h_{lAT} + \\
 &+ M_{15}Q_{C1}^2 + h_{lAC1} \\
 H_{hTR1} &= H_{h30} + 0.5M_8Q_1^2 + M_9(Q_1 + Q_2)^2 + (M_{9r} + M_{10})Q_T^2 + h_{lAT} + \\
 &+ M_{11}(Q_T - Q_{C1})^2 + M_{16}Q_{C2}^2 + h_{lAC2} \\
 H_{hTR1} &= H_{h31} + 0.5M_8Q_1^2 + M_9(Q_1 + Q_2)^2 + (M_{9r} + M_{10})Q_T^2 + h_{lAT} + \\
 &+ M_{11}(Q_T - Q_{C1})^2 + M_{12}(Q_T - Q_{C1} - Q_{C2})^2 + M_{17}Q_{C3}^2 + h_{lAC3}
 \end{aligned} \right. \tag{4.63}$$

unde sarcinile hidrodinamice în nodul **TR1** și la nivelul orificiilor **C1÷C3** sunt definite în (4.5). Deoarece jeturile de apă debușează la presiunea atmosferică, presiunea relativă este nulă imediat

aval de secțiunea orificiilor $j = 29 \div 31$. Pierderile de sarcină hidraulică locale prin **apometrele AC1÷AC3**, notate $h_{lAC1} \div h_{lAC3}$, sunt descrise în funcție de debitele consumate $Q_{C1} \div Q_{C3}$ prin curba de regresie polinomială (4.23). Modulele de rezistență hidraulică $M_{15} \div M_{17}$ sunt definite prin relațiile (4.25), care includ și coeficienții necunoscuți $\zeta_{C1} \div \zeta_{C3}$ aferenți pierderilor de sarcină hidraulică locale la consumatorii **C1÷C3**.

Relațiile lui Bernoulli (4.63) dintre **TR1** și fiecare consumator **C1÷C3** țin seama și de ecuația continuității (4.58) adaptată curgerii în nodurile cu indicele $j = 25 \div 27$ (figurile 2.17 și 4.14). Relațiile (4.63) se rescriu sub forma funcțiilor $f_{13} \div f_{15}$, astfel:

$$f_{13} = \left(M_{c8} Q_1^2 + \frac{PTR1}{\rho g} + z_{TR1} \right) - \left(M_{c15} Q_{C1}^2 + z_{29} \right) - 0.5 M_8 Q_1^2 - M_9 (Q_1 + Q_2)^2 - (M_{9r} + M_{10}) Q_T^2 - h_{lAT} - M_{15} Q_{C1}^2 - h_{lAC1} = 0 \quad (4.64)$$

$$f_{14} = \left(M_{c8} Q_1^2 + \frac{PTR1}{\rho g} + z_{TR1} \right) - \left(M_{c16} Q_{C2}^2 + z_{30} \right) - 0.5 M_8 Q_1^2 - M_9 (Q_1 + Q_2)^2 - (M_{9r} + M_{10}) Q_T^2 - h_{lAT} - M_{11} (Q_T - Q_{C1})^2 - M_{16} Q_{C2}^2 - h_{lAC2} = 0 \quad (4.65)$$

$$f_{15} = \left(M_{c8} Q_1^2 + \frac{PTR1}{\rho g} + z_{TR1} \right) - \left(M_{c17} Q_{C3}^2 + z_{31} \right) - 0.5 M_8 Q_1^2 - M_9 (Q_1 + Q_2)^2 - (M_{9r} + M_{10}) Q_T^2 - h_{lAT} - M_{11} (Q_T - Q_{C1})^2 - M_{12} (Q_T - Q_{C1} - Q_{C2})^2 - M_{17} Q_{C3}^2 - h_{lAC3} = 0 \quad (4.66)$$

unde $M_{c_j} = 0.0826/D_j^4$ este modulul cinetic calculat cu diametrul conductei cu indicele $j = 15 \div 17$, la capătul căreia se află consumatorul considerat (figura 2.17).

Sistemul de **11 ecuații puternic neliniare**, format de funcțiile (4.45)÷(4.47), (4.57), (4.59)÷(4.62) și (4.64)÷(4.66), are **11 necunoscute** ($Q_1 \div Q_3, \zeta_{VR}, \zeta_{VA}, \zeta_{V1} \div \zeta_{V3}, \zeta_{C1} \div \zeta_{C3}$). Soluția sistemului de 11 ecuații se poate obține cu ajutorul funcției *fsolve* din MATLAB.

Cunoscând soluția sistemului de ecuații de mai sus, **se pot calcula parametrii care definesc funcționarea energetică și cavitațională a pompelor P1÷P3** (ca în subcapitolul 4.2.1), conform schemei logice ilustrate în figura 4.19. La final rezultă erorile relative ε_Q (4.52) și ε_{el} (4.53).

Cazul descris mai sus este **cel mai general și complicat caz** – practic, toate vanele **VR, VA, V1÷V3** și robinetele **C1÷C3** sunt manevrate în cadrul standului într-o poziție oarecare, parțial închisă. Pentru **cazuri mai simple, în care vanele VA și V1÷V3 nu sunt manevrate simultan**, calculul se va face în mod simplificat, după metodologia corespunzătoare descrisă într-unul din subcapitolele 4.2.1÷4.2.4, prin reducerea numărului de ecuații și numărului de

necunoscute din sistemul de 11 ecuații atașat funcționării cu consumatori finali. În **cazul în care vreunul dintre robinetele C1÷C3 este închis**, sistemul de 11 ecuații se reduce, în sensul că se elimină din (4.64)÷(4.66) ecuația corespunzătoare robinetului (consumatorului final) menținut închis, respectiv se anulează debitul corespunzător robinetului închis, atât din ecuația continuității (4.58), cât și din legile energiilor (4.59)÷(4.62).

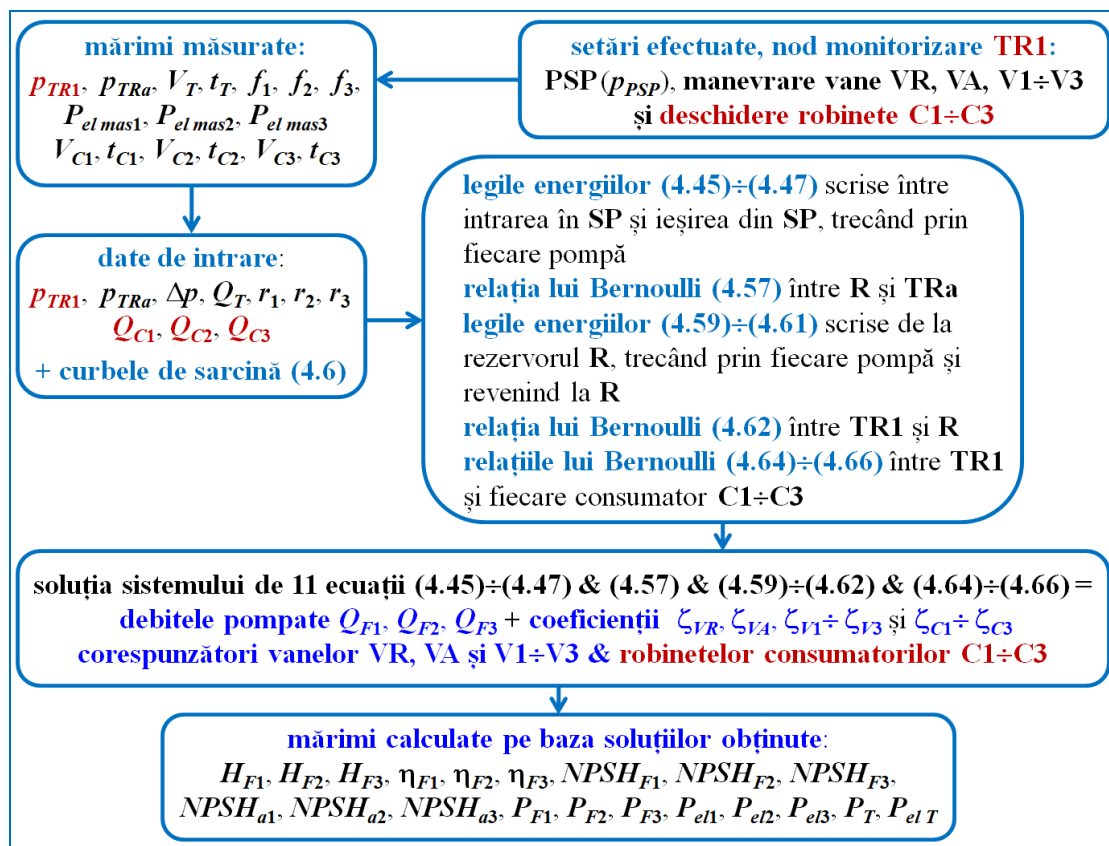


Fig. 4.19. Schema logică a determinării soluțiilor – nod monitorizare TRI, funcționare cu consumatori finali, cu vane VA și V1÷V3 parțial închise

5. Studiului experimental al funcționării energetice și cavitaționale a pompelor din stația de pompare, fără consumatori, cu presiunea prescrisă (PSP) la traductorul TR1 din stația de pompare

5.1. Tipurile de încercări experimentale efectuate

Pentru a studia funcționarea energetică și cavitațională a pompelor, am efectuat mai multe serii de experimente, **modificând condițiile pe circuitul hidraulic de aspirație**, în diferite stadii de realizare a standului experimental³, după cum urmează mai jos. Pompele au fost încercate atât individual, cât și cuplate în paralel. Instalația hidraulică a funcționat fără consumatori. **Toate datele măsurate și calculate sunt inserate în ANEXA A, compusă din Anexele A1÷A7.**

Ⓞ **în perioada septembrie 2018 – septembrie 2019**, standul a fost comandat prin automatul de control "Megacontrol" (figura 2.7), standul fiind echipat cu **convertizoarele de frecvență Danfoss** (figura 2.8); comanda s-a efectuat pe baza valorilor de presiune relativă p_{TR1} înregistrate de traductorul **TR1** montat pe magistrala de refulare din stația de pompare (figurile 2.6 și 2.17); debitul pompat a fost reglat prin vana **VR** montată pe conducta de refulare cu indicele $j = 14$; testele au fost efectuate **fără consumatori finali**; în această configurație, am efectuat **4 campanii de încercări**:

(**A1; A2**) pentru primele 2 campanii de încercări, efectuate în **septembrie 2018** (a se vedea **Anexele A1 și A2**) am montat o **magistrală de aspirație cu diametru mic – o conductă DN40** (notată cu $j = 5$ în schema din figura 2.17), cu diametru interior $D_5 = 29$ mm și lungimea $L_5 = 13.44$ m; vana **VA** de pe conducta de aspirație cu $j = 4$ (la ieșirea din rezervor) a fost menținută în poziție complet deschisă; au fost singurele teste în care, în timpul cavitației, am măsurat și viteza de vibrație v_v [mm/s] pe conductele de lângă flanșa de aspirație a fiecărei pompe (pe conductele de aspirație cu indicele $j = 1a÷3a$ în figura 2.17); pompele au funcționat **cuplate în paralel pe modul "automat"**, conform algoritmului implementat în automatizare, deci au fost puse în funcțiune una, două sau toate cele 3 pompe, în funcție de debitul total Q_T cerut (**conform poziției vanei de reglare VR**) astfel încât să fie menținută (atinsă) presiunea prescrisă (*Pressure Set Point* – PSP, notată p_{PSP});

³ Standul experimental a fost proiectat/realizat cu respectarea standardelor în vigoare [ANSI 9.6.6., 2016; ISO 5198, 1987; ISO 5199, 2002; ISO 9906, 2012; ISO 9908, 1993; STAS 8804/8-1992]. Aparatele de măsură au fost montate/utilizate conform standardelor [IEC 62828-1, 2017; IEC 62828-2, 2017; ISO 4064-5, 2014; ISO 20816-1, 2016; NML 003-05, 2005].

(A3; A4) pentru a treia campanie și a patra campanie de încercări, efectuate în perioada **iulie-septembrie 2019** (a se vedea **Anexele A3 și A4**), am utilizat o **magistrală de aspirație cu diametru mare – o conductă DN63** ($j = 5$ în figura 2.17), cu diametru interior $D_5 = 45.8$ mm și lungimea $L_5 = 13.44$ m; pompele au funcționat **individual**, prin setări impuse cu ajutorul butoanelor direct pe convertizoarele de frecvență; a fost încercată la cavitație câte o singură pompă (**debitul fiind reglat cu vana VR**), iar celelalte 2 pompe au fost oprite (prin permutări, au fost încercate individual toate pompele); exceptând 2 încercări efectuate cu pompa P2 la turație variabilă (modul ”automat”), restul încercărilor pompei aflate în funcțiune (P1, sau P2, sau P3) s-au realizat impunând turația constantă (modul ”manual”), egală cu turația nominală; regimul de cavitație a fost stabilit ori prin **închiderea parțială a vanei VA de pe conducta de aspirație** cu $j = 4$ (la ieșirea din rezervor), ori prin **închiderea parțială a vanei situate la intrarea în pompa aflată în funcțiune, pe conducta de aspirație** cu indicele $j = 1a$ (vana V1), sau 1b (vana V2), sau 1c (vana V3), după caz;

② în perioada **iulie – noiembrie 2020**, standul a fost comandat prin automatul programabil PLC FX5U-32M de la Mitsubishi Electric (figura 3.4), standul fiind echipat cu **convertizoarele de frecvență Mitsubishi** (figura 3.6); comanda s-a efectuat pe baza valorilor de presiune relativă p_{TR1} înregistrate de traductorul TR1 montat pe magistrala de refulare din stația de pompare (figurile 2.6 și 2.17); a fost utilizată **magistrala de aspirație cu diametru mare – conducta DN63** ($j = 5$ în figura 2.17), cu diametru interior $D_5 = 45.8$ mm și lungimea $L_5 = 13.44$ m; debitul pompat a fost reglat prin vana VR montată pe conducta de refulare cu indicele $j = 14$; testele au fost efectuate **fără consumatori finali**; în această configurație am efectuat **2 campanii de încercări** (a cincea și a șasea):

(A5; A6) pentru a cincea campanie de încercări, realizată în **iulie 2020** (**Anexele A5 și A6**), am efectuat 2 seturi de teste:

- mai întâi, pompele au funcționat **individual**, prin setări impuse în modul ”manual” (figura 3.15) (a se vedea **Anexa A5**); a fost încercată la cavitație câte o singură pompă, iar celelalte 2 pompe au fost ținute închise (prin permutări, au fost încercate individual toate pompele); încercările s-au realizat **prin închiderea parțială a vanei VR de la rezervor**, apoi vana VR a fost ținută nemișcată și **s-a închis treptat vana de la aspirația pompei care funcționează (după caz, V1÷V3)**; după ce am terminat acest tip de teste, **am aerisit pompele** (atunci când pompele funcționează în cavitație, se acumulează vapori de aer în spatele etanșării mecanice);
- în continuare, a fost încercată mai întâi **pompa P2** pe modul ”automat” (cu turație variabilă), iar pompele P1 și P3 au fost oprite; apoi au fost încercate **în paralel 2 pompe** (pompele P1 și P2), ambele pe modul ”automat”, iar pompa P3 a fost oprită; la final au fost încercate **în paralel toate cele 3 pompe**, pe modul ”automat” (**Anexa A6**); încercările s-au realizat **prin închiderea parțială a vanei VR de la rezervor**, apoi vana VR a fost ținută nemișcată și **s-au închis treptat vanele V1÷V3** de la aspirația pompei/pompelor care funcționează (după caz, una, două sau trei vane);

(A7) pentru a șasea campanie de încercări, efectuată în **noiembrie 2020** (a se vedea **Anexa A7**), cele **3 pompe au fost încercate în paralel**, pe modul "automat", **prin închiderea parțială a vanelor VR și VA** (poziția acestor vane a fost modificată în mod alternativ).

În funcție de nivelul de cavitație atins, după un număr de 6÷20 de puncte de funcționare în regim de cavitație, pompele încercate au fost aerisite, pentru a evacua aerul acumulat în spatele etanșării mecanice ale fiecărei pompe.

7. Concluzii

7.1. Concluzii generale asupra rezultatelor obținute

Teza de doctorat "Studii experimentale asupra funcționării energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge cu turație variabilă, cuplate în paralel" contribuie la îmbunătățirea exploatarei stațiilor de pompare. Tema abordată este de mare interes în sistemele de alimentare cu apă potabilă, precum și în alte rețele/sisteme hidraulice din centralele electrice și din alte obiective din industrie, sau din irigații.

Sistemele de pompare reprezintă unul dintre cei mai mari "consumatori de energie" din lume: circa 20% din energia produsă la nivel mondial este utilizată pentru acționarea motoarelor electrice din stațiile de pompare [Oikonomou et al, 2018; Dadar et al, 2021]; la nivel mondial, între 25% și 50% din energia consumată în industrie corespunde pompării în diferite instalații și sisteme hidraulice [Ross, 2023]. Ca urmare, reducerea consumului de energie electrică pentru pompare, prin îmbunătățirea exploatarei pompelor, rămâne un deziderat de mare actualitate: îmbunătățirea exploatarei stațiilor de pompare contribuie atât la reducerea consumului de energie electrică și, implicit la reducerea emisiilor de CO₂, cât și la protejarea resurselor de apă [Świętochowska & Bartkowska, 2022].

Tematica aleasă este una "clasică", însă este deschisă (fiind incomplet studiată) și oportună în contextul eforturilor actuale legate de eficientizarea pompării. Am identificat actualitatea temei și oportunitatea studierii acesteia în activitatea profesională pe care o desfășor de peste 16 ani în ingineria energetică, din care ultimii 7 ani în domeniul stațiilor de pompare. Problemele existente *in situ* în exploatarea stațiilor de pompare justifică studiul întreprins.

Pentru a justifica importanța temei alese, în partea introductivă a tezei, am prezentat în detaliu un studiu de caz, corespunzător Stației de pompare pentru irigații de la Seimenii Mici (la nord de Cernavodă) – o stație de pompare modernă, semi-îngropată, pusă în funcțiune în 2015, respectiv complet distrusă (inundată) în 2017, ca urmare a proiectării necorespunzătoare, dar și a ignoranței personalului de exploatare. La demontarea pompelor, s-a dovedit că rotoarele celor 4 pompe aveau palele serios afectate de eroziunea cavitațională (prezentau porțiuni cu multiple caverne și chiar porțiuni găurite), după mai puțin de un an de la punerea lor în funcțiune!

Pentru studiul funcționării energetice și cavitaționale a pompelor, în cadrul acestei teze am proiectat, construit și pus în funcțiune un stand experimental în Laboratorul de Mașini Hidraulice (sala ELa 022) din Departamentul de Hidraulică, Mașini Hidraulice și Ingineria Mediului, din UPB. Componentele principale ale standului au fost obținute prin sponsorizare de la companiile KSB, Multigama Tech, Multigama Service și Valrom. Componenta de bază a

standului o reprezintă stația de pompare (SP), cu 3 pompe cu turație variabilă cuplate în paralel. Pe parcursul studiului, am utilizat două variante de sisteme de automatizare și control, fiecare cu câte un tip de convertizoare de frecvență.

Țin să reamintesc faptul că am realizat acest stand experimental și am derulat toate campaniile de încercări experimentale în colaborare cu colegul meu, doctorand ing. Remus Alexandru Mădulărea, care și-a realizat de asemenea teza de doctorat [Mădulărea, 2023] sub îndrumarea doamnei profesoare Sanda-Carmen Georgescu. Cele două teze de doctorat s-au derulat în paralel și s-au completat reciproc, astfel încât fiecare teză conține seturi diferite de încercări experimentale, după caz, cu modelările și/sau calculele numerice aferente.

Pentru a încerca pompele în regim de cavitație, am montat magistrale de aspirație cu diametre diferite (DN40 și DN63), respectiv am închis parțial niște vane pe circuitul de aspirație. **Stația de pompare este echipată cu dispozitive de măsurare insuficiente (la fel ca majoritatea stațiilor de pompare urbane)**, astfel încât datele înregistrate disponibile sunt doar presiunea relativă pe magistrala de refulare și pe magistrala de aspirație din SP, turația pompelor prin intermediul convertizoarelor de frecvență și puterea electrică absorbită de fiecare motor de acționare. La ieșirea din SP este montat un apometru care permite contorizarea volumului total de apă. În lipsa unor debitmetre în interiorul stației de pompare, debitul pompat cu fiecare pompă este determinat **pe baza curbelor caracteristice furnizate de producător și a relațiilor de similitudine**.

Comanda pompelor este dată în funcție de presiunea prescrisă în sistemul de automatizare (Pressure Set Point – PSP), presiune pe care sistemul încearcă să o atingă și/sau mențină în punctul de monitorizare ales, în funcție de debitul de apă cerut (reglat printr-o vană notată VR, situată pe magistrala de refulare, la distanță de SP). În cadrul standului experimental au fost fixate 2 puncte de monitorizare a presiunii: un punct pe magistrala de refulare din stația de pompare (la traductorul de presiune notat TR1) și alt punct tot pe refulare, însă la distanță de SP (la traductorul de presiune notat TR2). Traductorul de presiune TR2 este montat imediat aval după 3 consumatori finali C1÷C3 (3 robinete), care simulează consumul de apă variabil din sistem. Când sunt deschise robinetele consumatorilor (cel puțin unul din cele 3 robinete), debitul de apă pompat poate fi reglat prin ambele tipuri de vane: vana de reglare principală notată VR și robinetele C1÷C3. Sistemul de automatizare comandă funcționarea pompelor (pornirea/oprirea și variația turației acestora), astfel încât presiunea măsurată cu TR1 (sau cu TR2) să atingă presiunea prescrisă (PSP), pentru debitul cerut în sistem.

Pe baza unui sistem de ecuații neliniare, bazat pe ecuația continuității în noduri, pe legea energiilor între nodurile sistemului și pe relațiile de similitudine, au fost calculate punctele de funcționare energetică pentru toate pompele aflate în funcțiune. Pentru fiecare pompă, calculul valorilor NPSH-ului cerut de pompă și NPSH-ului disponibil în instalație pentru fiecare valoare a debitului pompat, a permis evaluarea regimului cavitațional al pompelor.

În timpul încercărilor experimentale pentru studiul funcționării cavitaționale a pompelor, au fost efectuate teste fără cavitație, respectiv cu cavitație dezvoltată; au fost identificate și câteva cazuri de cavitație incipientă. **Cavitația dezvoltată a fost confirmată nu numai de calculele de NPSH, ci și de zgomotul său specific și de vibrațiile de lângă intrarea în pompe.**

Cavitația incipientă a apărut fără nici o cădere vizibilă a înălțimii de pompare. Când s-a dezvoltat cavitația, căderea înălțimii de pompare a crescut brusc, de la aproape zero, la 13.6%, apoi a crescut brusc până la 65.3% simultan cu creșterea debitului. Trebuie subliniat faptul că, în cadrul experimentelor efectuate pentru pompele cuplate în paralel, **cavitația complet dezvoltată a început cu mult sub limita de 3%, indicată în literatura de specialitate**. Limita de 3% este oricum indicată doar pentru o singură pompă în funcțiune !!! – nu am identificat studii pentru pompele cuplate în paralel). **Deci pompele cavitează mai mult când sunt cuplate în paralel, decât atunci când funcționează izolate.**

Din punct de vedere matematic, sistemele de ecuații neliniare care descriu funcționarea sistemului și soluțiile numerice obținute arată că **aceste metode de control sunt echivalente [Mădulărea, Ciuc et al, 2019]. Experimentele nu au confirmat această echivalență – rezultatele obținute în cadrul tezei au demonstrat că metoda ”clasică” de control este mai bună decât metoda de control ”la distanță”, în sensul că metoda ”clasică” (TR1) asigură o funcționare a pompelor cu un consum mai mic de putere decât metoda ”la distanță” (TR2).** Am identificat avantajele și dezavantajele ambelor metode de control. Încercările experimentale oferă suficiente date, utile, pentru a demonta un mit, legat de o mai bună funcționare a stațiilor de pompare dacă acestea sunt comandate de la distanță. În cadrul standului experimental, am constatat o **creștere a instabilităților și o fluctuație a presiunii înregistrate de traductorul de presiune TR2 (pentru aceeași valoare a debitului, traductorul de presiune TR1 a înregistrat o valoare stabilă, constantă, a presiunii relative).**

7.2. Contribuții originale

Prezenta teză de doctorat conține următoarele contribuții originale:

- un studiu bibliografic în care am analizat 95 de lucrări de specialitate pe baza a 10 criterii de interes – în urma acestui studiu, a rezultat că tematica abordată în prezenta teză de doctorat nu este acoperită în aceste lucrări pe partea funcționării cavitaționale a pompelor cuplate în paralel, respectiv tematica este insuficient acoperită pe partea funcționării energetice a pompelor cuplate în paralel, comandate pe baza unei metode sau strategii de reglare a funcționării acestora; mai mult, nici una dintre lucrările identificate nu tratează simultan ambele aspecte ale funcționării pompelor cuplate în paralel, anume funcționarea energetică și cavitațională;

- proiectarea, realizarea și punerea în funcțiune a unui stand experimental, cu un grup de pompare și 3 consumatori finali – standul experimental realizat permite efectuarea încercărilor energetice și cavitaționale a 3 pompe centrifuge multietajate, acționate cu turație variabilă, cuplate în paralel într-o stație de pompare încadrată într-o instalație hidraulică în circuit închis, în condițiile unei cerințe de apă variabile la consumatori;

- dotarea standului experimental cu aparate de măsură (apometre și traductoare de presiune) și cu un panou de automatizare și control cu HMI (*Human Machine Interface*);

- comanda standului – a fost proiectată în cadrul tezei pentru a permite comandarea funcționării pompelor din stația de pompare (pornirea/oprirea și variația turației acestora) în funcție de nivelul de presiune înregistrat într-unul din cele două noduri de monitorizare prevăzute pe magistrala de refulare, anume: un nod situat la ieșirea din stația de pompare (TR1),

respectiv un nod (TR2) situat la distanță față de stația de pompare, imediat aval de consumatorii finali;

- studiul funcționării energetice și cavitaționale a pompelor cuplate în paralel, cu turație variabilă – **rezultatele obținute sunt noi și originale** (nu au fost identificate studii privind astfel de încercări); aceste încercări s-au realizat fără consumatori, iar stația de pompare a fost comandată prin metoda ”clasică” (TR1);

- evidențierea influenței circuitului de aspirație asupra bunei funcționări a unei stații de pompare care alimentează o rețea de alimentare cu apă – am analizat problemele pe care funcționarea energetică și cavitațională a turbopompelor cu turație variabilă le pune în exploatarea stațiilor de pompare, atât la funcționarea individuală, cât mai ales la funcționarea în paralel a pompelor;

- studiul funcționării energetice a pompelor cuplate în paralel, cu turație variabilă, comandate după două metode de control: ”clasică” (TR1) și ”la distanță” (TR2) – **rezultatele sunt noi și originale; toate încercările experimentale efectuate pentru nodul de monitorizare TR2 constituie un element de noutate în literatura de specialitate**; în urma studiului, a rezultat că metoda ”clasică” asigură un consum mai mic de energie (nu au fost identificate studii experimentale care să confirme acest rezultat);

- studiul funcționării energetice a pompelor cuplate în paralel, cu turație variabilă, comandate alternativ (în tandem TR1/TR2) – acest studiu **reprezintă o noutate în literatura de specialitate internațională**. Rezultatele obținute prin aceste încercări și concluziile au fost prezentate pe 7 iulie 2022 [*Ciuc et al, 2022a*] la cea de-a 14-a Conferință Internațională de Hidroinformatică – HIC 2022 [<https://hic2022.utcb.ro/>]. Din informațiile de până acum, din studiul bibliografic întreprins în teză și din discuțiile purtate la conferința HIC 2022 cu specialiști renumiți din Italia (de la Politehnica din Bari, de la Universitatea Federico II din Napoli și de la Universitatea “G. d’Annunzio” din Chieti Pescara), s-a confirmat faptul că **nu sunt disponibile în literatura de specialitate studii experimentale efectuate în laborator asupra funcționării stațiilor de pompare comandate la distanță** (nu înseamnă că astfel de studii experimentale nu există, doar că dacă există, datele nu sunt disponibile/accesabile). Discuțiile purtate au confirmat faptul că **atât metodologia de testare** (propusă și utilizată în teză), **cât și rezultatele obținute în această teză sunt noi și originale în literatura de specialitate**, deci, reprezintă o contribuție importantă a tezei. Din acest punct de vedere, în opinia mea și a coautorilor, articolul științific [*Ciuc et al, 2022a*] are potențial ridicat de citare după publicare într-o revistă.

7.3. Perspectivele cercetării

Prezenta teză de doctorat a deschis noi direcții de cercetare, în domeniul încercărilor cavitaționale a pompelor cuplate în paralel (cu turație constantă, dar mai ales cu turație variabilă), respectiv în ceea ce privește comanda unei stații de pompare printr-un sistem de automatizare și control. În cele ce urmează, enumăr câteva dintre perspectivele cercetării, care pot fi continuate pe același stand experimental:

- se pot extinde toate încercările cavitaționale cu comanda ”la distanță” a pompelor, alegând ca nod de monitorizare, nodul în care este deja amplasat traductorul de presiune TR2 (în cadrul tezei, aceste încercări au fost comandate strict prin metoda ”clasică” cu traductorul de presiune TR1);
- se pot extinde toate încercările cavitaționale cu debit de apă variabil impus la consumatorii finali (în cadrul tezei, aceste încercări au fost realizate fără consumatori);
- se pot extinde toate încercările energetice ale pompelor cu ambele metode de control (”clasică” – TR1 și ”la distanță” – TR2), pentru a verifica concluzia obținută în această teză; rezultatele obținute sunt inedite și este nevoie de aprofundarea acestui studiu;
- se poate echipa standul experimental cu debitmetre (pentru a reduce erorile în determinarea debitelor cu metoda volumetrică aferentă apometrelor); se poate echipa standul experimental cu traductoare de vibrație (foarte utile pentru detectarea cavitației) – în oricare variantă de modernizare a dotării standului, încercările experimentale pot fi reluate.

Referințe bibliografice

Studii (cărți, articole științifice, teze, proiecte și rapoarte)

1. [Al-Arabi, 2010]
Al-Arabi A.A.B., 2010, *Effect of sand concentration ratio on centrifugal pump performance at various working temperatures*, Proceedings 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 19-21 July, Antalya, Turkey, https://repository.up.ac.za/bitstream/handle/2263/44909/AlArabi_Effect_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y
2. [Al-Arabi & Alsalmi, 2017]
Al-Arabi A.A.B., Alsalmi A.M., 2017, *Cavitation in centrifugal pumps connected in series and parallel*, Journal of Engineering Research and Applied Sciences, 4th edition, vol. 1, Hoon, Libya
3. [Al-Arabi & Selim, 2009]
Al-Arabi A.A.B., Selim S.M.A., 2009, *Reality of cavitation inception in centrifugal pumps*, Proceedings 8th International Conference on Sustainable Energy Technologies – SET2008, 31 Aug. - 3 Sept., Aachen, Germany
4. [Al-Hashmi, 2008]
Al-Hashmi S., 2008, *Monitoring pumping systems using vibration signal analysis*, Proceedings 9th International Conference on Computational Structures Technology, Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, paper 101, doi:10.4203/ccp.88.101
5. [Al-Hashmi et al, 2004]
Al-Hashmi S., Gu F., Li Y., Ball A.D., Fen T., Lui K., 2004, *Cavitation detection of a centrifugal pump using instantaneous angular speed*, Proceedings ASME 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis – ESDA2004, 58255, 185-190
6. [Al-Obaidi, 2019]

- Al-Obaidi A.R., 2019**, *Experimental investigation of the effect of suction valve opening on the performance and detection of cavitation in the centrifugal pump based on acoustic analysis*, Archives of Acoustics, 44(1), 59-69, doi:10.24425/aoa.2019.126352
7. **[Anton Alin et al, 2019]**
Anton Alin, Mos D., Muntean S., Draghici I., **2019**, *Software solution for efficiency assessment of the hydraulic pumps in service*, 2019 International Conference on Energy and Environment – CIEM, 17-18 Oct., Timisoara, Romania, IEEE Conf. Publications, 374-378, doi:10.1109/CIEM46456.2019.8937705
 8. **[Azizi et al, 2018]**
Azizi R., Hajnayeb A., Ghanbarzadeh A., Changizian M., **2018**, *Cavitation severity detection in centrifugal pumps*, in: Advances in technical diagnostics, Timofiejczuk A., Łazarz B., Chaari F., Burdzik R. (eds), Proceedings ICDT 2016 – Applied Condition Monitoring, vol. 10, Springer, https://doi.org/10.1007/978-3-319-62042-8_4
 9. **[Berardi et al, 2015a]**
Berardi L., Laucelli D., Ugarelli R., Giustolisi O., **2015**, *Leakage management: Planning remote real time controlled pressure reduction in Oppegård Municipality*, Procedia Engineering, 119, 72-81
 10. **[Berardi et al, 2015b]**
Berardi L., Laucelli D., Ugarelli R., Giustolisi O., **2015**, *Hydraulic system modelling: background leakage model calibration in Oppegård Municipality*, Procedia Engineering, 119, 633-642
 11. **[Berardi et al, 2018]**
Berardi L., Simone A., Laucelli D., Ugarelli R.M., Giustolisi O., **2018**, *Relevance of hydraulic modelling in planning and operating real-time pressure control: case of Oppegård municipality*, Journal of Hydroinformatics, 20(3), 535-550
 12. **[Birajdar et al, 2009]**
Birajdar R., Patil R., Khanzode K., **2009**, *Vibration and noise in centrifugal pumps - sources and diagnosis methods*, Proceedings 3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, 20-24 July, Porto, Portugal, S1163_P0437
 13. **[Borges, 2012]**
Borges G., **2012**, *Irrigation system evaluation and pump efficiency*, Agriculture Systems Management California Polytechnic State University, San Luis Obispo, CA, USA
 14. **[Brennen, 1994]**
Brennen C.E., **1994**, *Hydrodynamics of pumps*, Concepts NREC, White River Junction, VT, USA, <https://authors.library.caltech.edu/25019/2/HydroPmp.pdf>
 15. **[Brennen, 2016]**
Brennen C.E., **2016**, *On the dynamics of a cavitating pump*, IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 49(5), 052018
 16. **[Brennen & Braisted, 1980]**
Brennen C.E., Braisted D.M., **1980**, *Stability of hydraulic systems with focus on cavitating pumps*, IAHR Symposium 1980, Tokyo
 17. **[Briceño et al, 2019]**
Briceño C., Iglesias P., Martinez J., **2019**, *Influence of the regulation mode in the selection of the number of Fixed Speed Drives (FSD) and Variable Speed Drives (VSD) pumps in*

- water pumping stations*, Proceedings 4th International Electronic Conference on Water Sciences, doi:10.3390/ECWS-4-06445
18. **[Briceño-León et al, 2021]**
Briceño-León C.X., Iglesias-Rey P.L., Martínez-Solano F.J., Mora-Melia D., Fuertes-Miquel V.S., **2021**, *Use of fixed and variable speed pumps in water distribution networks with different control strategies*, *Water*, 13(4), 479, <https://doi.org/10.3390/w13040479> & *Supplementary materials* (6 pages): <https://www.mdpi.com/2073-4441/13/4/479/s1>
 19. **[Brogan et al, 2016]**
Brogan A., Gopalakrishnan V., Sturtevant K., Valigosky Z., Kissock K., **2016**, *Improving variable-speed pumping control to maximize savings*, *ASHRAE Transactions*, 122(2), 141-148, <https://www.ers-inc.com/wp-content/uploads/2017/03/Improving-Variable-Speed-Pumping-Control.pdf>
 20. **[Burchiu et al, 2006]**
Burchiu V., Gheorghiu L., Dudău Al., **2006**, *Ghidul utilizatorului de pompe*, vol. 1&2, Editura ATLAS Press, Bucuresti
 21. **[Byeon et al, 2015]**
Byeon S., Choi G., Maeng S., Gourbesville P., **2015**, *Sustainable water distribution strategy with smart water grid*, *Sustainability*, 7, 4240-4259, doi:10.3390/su7044240
 22. **[Capponi et al, 2014]**
Capponi C., Ferrante M., Pedroni M., Brunone B., Meniconi S., Zaghini M., Leoni F., **2014**, *Real data analysis and efficiency of the TEA Mantova Casale (Italy) variable-speed pumping station*, *Procedia Engineering*, 70, 248-255
 23. **[Călinoiu, 2009]**
Călinoiu C., **2009**, *Senzori si traductoare*, vol. 1, Editura Tehnică, București
 24. **[Chini et al, 2005]**
Chini S.F., Rahimzadeh H., Bahrami M., **2005**, *Cavitation detection of a centrifugal pump using noise spectrum*, Proceedings of IDETC/CIE 2005, 24-28 Sept., Long Beach, California, USA, DETC2005-84363
 25. **[Chudina, 2003]**
Chudina M., **2003**, *Noise as an indicator of cavitation in a centrifugal pump*, *Acoustical Physics*, 49(4), 463-474
 26. **[Cimorelli et al, 2020]**
Cimorelli L., Covelli C., Molino B., Pianese D., **2020**, *Optimal regulation of pumping station in water distribution networks using constant and variable speed pumps: A technical and economical comparison*, *Energies*, 13(10), 2530; <https://doi.org/10.3390/en13102530>
 27. **[Ciuc, 2014]**
Ciuc P.-O., **2014**, *Punerea în funcțiune a unui Stand de pompe KSB cu turație variabilă – Studiul experimental aferent funcționării standului*, Proiect de diplomă, Facultatea de Energetică, UPB
 28. **[Ciuc, 2016]**
Ciuc P.-O., **2016**, *Studiul experimental și numeric al funcționării unui Stand KSB cu 3 pompe cu turație variabilă cuplate în paralel*, Proiect de disertație, Facultatea de Energetică, UPB

29. **[Ciuc et al, 2019a]**
Ciuc P.-O., Mădulărea R.A., Georgescu A.-M., Diminescu M.A., Georgescu S.-C., **2019**, *Experimental test rig designed to analyse pumping station operation controlled by pressure at different key points*, E3S Web of Conferences (WOS:000468021200047), 85, 06001, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20198506001>
30. **[Ciuc et al, 2019b]**
Ciuc P.-O., Mădulărea R.A., Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Dunca G., Bucur D.M., **2019**, *Cavitation influence on the operation of a pumping station rig with variable speed pumps*, 2019 International Conference on Energy and Environment – CIEM, 17-18 Oct., Timisoara, Romania, IEEE Conf. Publications (WOS:000630902700051), 239-243, doi:10.1109/CIEM46456.2019.8937656, <https://ieeexplore.ieee.org/document/8937656>
31. **[Ciuc et al, 2022a]**
Ciuc P.-O., Mădulărea R. A., Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., **2022**, *Experimental investigations on classical versus remote control of variable speed driven pumps operating in parallel*, 14th International Conference on Hydroinformatics – HIC 2022, 4-8 July 2022, Bucharest, Book of Abstracts, Session 5A – Digital Transformation of Urban Water Systems, paper ID 101
32. **[Ciuc et al, 2022b]**
Ciuc P.-O., Mădulărea R. A., Pirăianu V.-F., Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., **2022**, *Duty points dropdown due to cavitation in variable speed driven pumps operating in parallel*, 14th International Conference on Hydroinformatics – HIC 2022, 4-8 July 2022, Bucharest, Book of Abstracts, Session 2D – Hydraulic and Hydrological Modeling, paper ID 100 (selected for the *Special Issue: HIC 2022*, in *Journal of Hydroinformatics*, editors A.-M. Georgescu, S.-C. Georgescu, G. Freni, P. Gourbesville)
33. **[Cowan et al, 2013]**
Cowan D., Liebner T., Bradshaw S., **2013**, *Influence of impeller suction specific speed on vibration performance*, Proceedings 29th International Pump Users Symposium, 1-3 Oct., Houston, Texas, USA
34. **[Dadar et al, 2021]**
Dadar S., Đurin B., Alamatian E., Plantak L., **2021**, *Impact of the pumping regime on electricity cost savings in urban water supply system*, *Water*, volume 13, 1141, <https://doi.org/10.3390/w13091141>
35. **[Darweesh, 2018]**
Darweesh M.S., **2018**, *Assessment of variable speed pumps in water distribution systems considering water leakage and transient operations*, *Journal of Water Supply: Research and Technology – Aqua*, 67(1), 99-108, <https://doi.org/10.2166/aqua.2017.086>
36. **[de Abreu Costa et al, 2018]**
De Abreu Costa J.N., Holanda de Castro M.A., Magalhães Costa L.H., Costa Barbosa J.M., **2018**, *New formula proposal for the determination of variable speed pumps efficiency*, *Brazilian Journal of Water Resources*, 23(44), <https://doi.org/10.1590/2318-0331.231820180003>
37. **[Dong et al, 2019]**

- Dong L., Zhao Y., Dai C., 2019**, *Detection of inception cavitation in centrifugal pump by fluid-borne noise diagnostic*, Shock and Vibration, Hindawi, vol. 2019, paper 9641478, <https://doi.org/10.1155/2019/9641478>
38. **[Drăghici et al, 2017]**
Drăghici I.A., Atănăsoaiei C., Bosioc A.I., Muntean S., Anton L.E., **2017**, *Experimental analysis of the global performances for a pump with symmetrical suction elbow at two speeds*, Energy Procedia, 112, 225-231
39. **[Drăghici et al, 2016]**
Drăghici I.A., Muntean S., Bosioc A.I., Ginga G., Anton L.E., **2016**, *Unsteady pressure field analysis at pump inlet equipped with a symmetrical suction elbow*, Proceedings of the Romanian Academy – Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science, 17(3), 237-244
40. **[Drăghici, 1971]**
Drăghici N.N., 1971, *Conducte pentru transportul fluidelor*, Editura Tehnică, București
41. **[Dunca et al, 2008]**
Dunca G., Isbășoiu E.C., Călinoiu C., Bucur D.M., Ghergu C., **2008**, *Vibrations level analyse during pumping station Gâlceag operation*, UPB Sci. Bull, D, 70(4), 181-190
42. **[Dunca, Ciuc et al, 2017]**
Dunca G., Pîrăianu V.-F., Roman R., **Ciuc P.-O.,** Georgescu S.-C., **2017**, *Experimental versus EPANET simulation of variable speed driven pumps operation*, Energy Procedia (WOS:000404848300013), 112, 100-107, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1070>
43. **[Eaton et al, 2022]**
Eaton J.W., Bateman D., Hauberg S., Wehbring R., **2022**, *GNU Octave. A high-level interactive language for numerical computations*, 7th edition for Octave 7.2.0. (released in July 2022), <https://docs.octave.org/octave.pdf>
44. **[Fu et al, 2015]**
Fu Y., Yuan J., Yuan S., Pace G., d'Agostino L., Huang P., Li X., **2015**, *Numerical and experimental analysis of flow phenomena in a centrifugal pump operating under low flow rates*, Journal of Fluids Engineering, 137(1), 011102-1, <https://doi.org/10.1115/1.4027142>
45. **[Georgescu A.-M., 2017]**
Georgescu A.-M., 2017, *Analiza problemei de vibrații apărute în urma retehnologizării unei stații de pompare*, capitolul 3.2 în *Cercetări aplicate de Ingineria fluidelor*, Teza de abilitare, Universitatea Tehnică de Construcții București
46. **[Georgescu A.-M. et al, 2014a]**
Georgescu A.-M., Cosoiu C.-I., Perju S., Georgescu S.-C., Hasegan L., Anton A., **2014**, *Estimation of the efficiency for variable speed pumps in EPANET compared with experimental data*, Procedia Engineering, 89, 1404-1411, doi:10.1016/j.proeng.2014.11.466, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814025818>
47. **[Georgescu A.-M. & Georgescu S.-C., 2007]**
Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., **2007**, *Hidraulica rețelelor de conducte și Mașini hidraulice*, Editura Printech, București
48. **[Georgescu A.-M. et al, 2014b]**
Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Coșoiu C. I., Alboiu N. I., Hlevca D., **2014**, *Probleme de Mașini hidraulice*, Editura Printech, București

49. **[Georgescu A.-M. et al, 2015]**
Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Cosoiu C. I., Hasegan L., Anton A., Bucur D. M., **2015**, *EPANET simulation of control methods for centrifugal pumps operating under variable system demand*, Procedia Engineering, 119, 1012-1019, doi:10.1016/j.proeng.2015.08.995
50. **[Georgescu A.-M. et al, 2007]**
Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Petrovici T., Culcea M., **2007**, *Pumping stations operating parameters upon a variable demand, determined numerically for the water distribution network of Oradea*, UPB Sci. Bull, Series C: Electrical Engineering, 69(4), 643-650
51. **[Georgescu A.-M. et al (Ciuc), 2018]**
Georgescu A.-M., Mădulărea R.A., **Ciuc P.-O.**, Georgescu S.-C., **2018**, *Decision support for a centre pivot irrigation system based on numerical modelling*, Proceedings 13th International Conference on Hydroinformatics – HIC 2018, EPiC Series in Engineering (ISSN: 2516-2330), G. La Loggia, G. Freni, V. Puleo and M. De Marchis (eds.), vol. 3, 764-771, <https://easychair.org/publications/paper/IHPR>, <https://doi.org/10.29007/frqh>
52. **[Georgescu A.-M. et al, 2014c]**
Georgescu A.-M., Perju S., Georgescu S.-C., Anton A., **2014**, *Numerical model of a district water distribution system in Bucharest*, Procedia Engineering, 70, 707-714, doi:10.1016/j.proeng.2014.02.077, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705814000794>
53. **[Georgescu A.-M. et al, 2017]**
Georgescu A.-M., Perju S., Madularea R. A., Georgescu S.-C., **2017**, *Energy consumption due to pipe background leakage in a district water distribution system in Bucharest*, 8th International Conf. on Energy and Environment – CIEM, 19-20 Oct., Bucharest, IEEE Conf. Publications (WOS:000427610300053), 251-254, doi:10.1109/CIEM.2017.8120785, <http://ieeexplore.ieee.org/document/8120785/>
54. **[Georgescu S.-C. et al (Ciuc), 2017a]**
Georgescu S.-C., Bucur D. M., Dunca G., Georgescu A.-M., Nicolae A. A., **Ciuc P.-O.**, **2017**, *Hydraulic balancing of the cooling water system of a Pumped Storage Power Plant*, 8th International Conf. on Energy and Environment – CIEM, 19-20 Oct., Bucharest, IEEE Conf. Publications (WOS:000427610300052), 246-250, doi:10.1109/CIEM.2017.8120766, <http://ieeexplore.ieee.org/document/8120766/>
55. **[Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2014a]**
Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., **2014**, *Calculul rețelelor hidraulice cu GNU Octave*, Editura Printech, București
56. **[Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2014b]**
Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., **2014**, *Manual de EPANET*, Editura Printech, București
57. **[Georgescu S.-C. & Georgescu A.-M., 2015]**
Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., **2015**, *Pumping station scheduling for water distribution networks in EPANET*, UPB Sci. Bull, Series D: Mechanical Engineering, 77(2), 235-246
58. **[Georgescu S.-C. et al, 2005]**

- Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., Dunca G., **2005**, *Stații de pompare. Încadrarea turbopompelor în sisteme hidraulice*, Editura Printech, București
59. **[Georgescu S.-C. et al (Ciuc), 2017b]**
Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., Mădulărea R.A., **Ciuc P.-O.**, **2017**, *Raport asupra Stației de Pompare care alimentează sistemul de irigații Seimenii Mici (SP Seimeni)*, Raport nr. 1/27.10.2017, Beneficiar Valrom Industrie
60. **[Georgescu S.-C. et al, 2015]**
Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., Madularea R. A., Piraianu V.-F., Anton A., Dunca G., **2015**, *Numerical model of a medium-sized municipal water distribution system located in Romania*, Procedia Engineering, 119, 660-668, doi:10.1016/j.proeng.2015.08.919
61. **[Georgescu S.-C. et al, 2010]**
Georgescu S.-C., Popa R., Georgescu A.-M., **2010**, *Pumping stations scheduling for a water supply system with multiple tanks*, UPB Sci. Bull, Series D: Mechanical Engineering, 72(3), 129-140
62. **[Germanopoulos, 1985]**
Germanopoulos G., **1985**, *A technical note on the inclusion of pressure dependent demand and leakage terms in water supply network models*, Civil Engineering Systems, 2(3), 171-179
63. **[Giustolisi et al, 2016]**
Giustolisi O., Berardi L., Laucelli D., Savić D., Kapelan Z., **2016**, *Operational and tactical management of water and energy resources in pressurized systems: Competition at WDSA 2014*, Journal of Water Resources Planning and Management, 142(5), [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000583](https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000583)
64. **[Giustolisi et al, 2011]**
Giustolisi O., Savić D.A., Berardi L., Laucelli D., **2011**, *An Excel based solution to bring water distribution network analysis closer to users*, Proceedings 11th International Conference on Computing and Control for the Water Industry – CCWI 2011, 3, 805-810
65. **[Giustolisi et al, 2008]**
Giustolisi O., Savić D., Kapelan Z., **2008**, *Pressure-driven demand and leakage simulation for water distribution networks*, Journal of Hydraulic Engineering, 134(5), 626-635
66. **[Giustolisi & Todini, 2009]**
Giustolisi O., Todini E., **2009**, *Pipe hydraulic resistance correction in WDN analysis*, Urban Water Journal, 6(1), 39-52, <https://doi.org/10.1080/15730620802541623>
67. **[Giustolisi & Walski, 2012]**
Giustolisi O., Walski T.M., **2012**, *Demand components in Water Distribution Network Analysis*, Journal of Water Resources Planning and Management, 138(4), 356-367, [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000187](https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000187)
68. **[Gomes et al, 2011]**
Gomes R., Sá Marques A., Sousa J., **2011**, *Estimation of the benefits yielded by pressure management in water distribution systems*, Urban Water Journal, 8(2), 65-77, doi:10.1080/1573062X.2010.542820
69. **[Guo et al, 2021]**

- Guo M.**, Zou H., Chen B., Zuo Z., Liu S., **2021**, *Experimental performance of a pump and the related vortices in a pump intake of a model pump station*, Journal of Physics: Conference Series, 1909(1), 012045
70. **[Guo et al, 2020]**
Guo W., Perera J.C., Cox D., Nimbalkar S.U., Wenning T., Thirumaran K., Levine E., **2020**, *Variable-Speed Pump efficiency calculation for fluid flow systems with and without static head*, US Department of Energy, <https://www.osti.gov/servlets/purl/1649114>
71. **[Gupta et al, 2013]**
Gupta S., Chouksey V.K., Srivastava M., **2013**, *Online detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound*, ITSI Transactions on Electrical and Electronics Engineering, 1(5), 103-107
72. **[Horowitz et al, 2006]**
Horowitz F.B., Lipták B.G., Bain S., **2006**, *Pump controls*, chapter 8.34, pp. 2084-2109, in *Process control and optimization*, vol. II, B.G. Lipták (ed.), *Instrument Engineers' Handbook*, 4th edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, http://twanclik.free.fr/electricity/IEPOP/1081ch8_34.pdf
73. **[Iamandi et al, 2002]**
Iamandi C., Petrescu V., Damian R., Sandu L., Anton A., **2002**, *Hidraulica instalațiilor. Calculul sistemelor hidraulice*, vol. II, Editura Tehnică, București
74. **[Iamandi et al, 1985]**
Iamandi C., Petrescu V., Sandu L., Damian R., Anton A., Degeratu M., **1985**, *Hidraulica instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații*, Editura Tehnică, București
75. **[Isbășoiu et al, 2009]**
Isbășoiu E.C., Bucur D.M., Dunca G., Ghergu C.M., Tănase N.O., **2009**, *Încercarea mașinilor hidraulice*, Editura Politehnica Press, București
76. **[Isbășoiu & Georgescu, 1995]**
Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., **1995**, *Mecanica Fluidelor*, Editura Tehnică, București
77. **[Jensen & Dayton, 2000]**
Jensen J., Dayton K., **2000**, *Detecting cavitation in centrifugal pumps. Experimental results of the Pump Laboratory*, ORBIT, Second Quarter, 26-30
78. **[Jones & Sanks, 2008]**
Jones G.M., Sanks R.L., **2008**, *Pumps: Intake design, selection, and installation*, chapter 12 in: *Pumping station design*, Jones G.M., Sanks R.L., Tchobanoglous G., Bosserman II B.E. (eds) 3rd ed., Butterworth-Heinemann, Burlington, MA, USA
79. **[Kaya & Ayder, 2017]**
Kaya M., Ayder E., **2017**, *Prediction of cavitation performance of radial flow pumps*, Journal of Applied Fluid Mechanics, 10(5), 1397-1408
80. **[Kotb & Abdulaziz, 2015]**
Kotb A., Abdulaziz A. M., **2015**, *Cavitation detection in variable speed pump by analyzing the acoustic and vibration spectrums*, Engineering, 7, 706-716, <http://dx.doi.org/10.4236/eng.2015.710062>
81. **[Lamaddalena & Khila, 2012]**
Lamaddalena N., Khila S., **2012**, *Energy saving with variable speed pumps in on-demand irrigation systems*, Irrigation Science, 30, 157-166, doi: 10.1007/s00271-011-0271-7

82. [\[Laucelli et al, 2016\]](#)
Laucelli D., Berardi L., Ugarelli R., Simone A., Giustolisi O., **2016**, *Supporting real-time pressure control in Opegård Municipality with WNetXL*, *Procedia Engineering*, 154, 71-79
83. [\[Lee et al, 2015\]](#)
Lee S.W., Sarp S., Jeon D.J., Kim J.H., **2015**, *Smart water grid: the future water management platform*, *Desalination and Water Treatment*, 55(2), 339-346, doi: 10.1080/19443994.2014.917887
84. [\[Li & Baggett, 2007\]](#)
Li G., Baggett C.C., **2007**, *Real-time operation optimization of variable-speed pumping stations in water distribution systems by adaptive discharge pressure control*, *Proceedings World Environmental and Water Resources Congress 2007: Restoring Our Natural Habitat*, ASCE
85. [\[Loucks & van Beek, 2017\]](#)
Loucks D.P., van Beek E., **2017**, *Urban water systems*, chapter 12, pp. 527-565, in *Water resource systems planning and management. An introduction to methods, models, and applications*, D.P. Loucks, E. van Beek (eds.), Springer
86. [\[Mahaffey & van Vuuren, 2014\]](#)
Mahaffey R.M., van Vuuren S.J., **2014**, *Review of pump suction, reducer selection: Eccentric or concentric reducers*, *Journal of the South African Institution of Civil Engineering*, 56(3), 65-76, paper 1070
87. [\[Maksimovic & Masry, 2009\]](#)
Maksimovic Č., Masry E. N., **2009**, *Potentials for improvement of energy efficiency for new design of water distribution systems*, *Proceedings Water Distribution Systems Analysis – WDSA 2008*, [https://doi.org/10.1061/41024\(340\)26](https://doi.org/10.1061/41024(340)26)
88. [\[Marchi et al, 2012\]](#)
Marchi A., Simpson A.R., Ertugrul N., **2012**, *Assessing variable speed pump efficiency in water distribution systems*, *Drinking Water Engineering and Science*, 5, 15-21, <https://doi.org/10.5194/dwes-5-15-2012>
89. [\[Mădulărea, 2023\]](#)
Mădulărea R.A., **2023**, *Studii experimentale și numerice asupra funcționării energetice a pompelor centrifuge cu turație variabilă, cuplate în paralel*, Teză de doctorat, Universitatea POLITEHNICA din București (în pregătire)
90. [\[Mădulărea, Ciuc et al, 2019\]](#)
Mădulărea R.A., **Ciuc P.-O.**, Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., **2019**, *Speed factors computed for pumping schedules in water distribution networks: DDA versus PDA formulations*, *E3S Web of Conferences* (**WOS:000468021200048**), 85, 06002, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20198506002>
91. [\[Menke et al, 2016\]](#)
Menke R., Abraham E., Stoianov I., **2016**, *Modeling variable speed pumps for optimal pump scheduling*, *Proceedings World Environmental and Water Resources Congress 2016*, 199-209, ASCE
92. [\[Mishra et al, 2020\]](#)

- Mishra B.K., Chakraborty S., Kumar P., Saraswat C., 2020, *Urban water demand management*, pp. 41-57, in *Sustainable Solutions for Urban Water Security*, Water Science and Technology Library, vol. 93, Springer, doi: 10.1007/978-3-030-53110-2_3
93. [Moradi-Jalal et al, 2003]
Moradi-Jalal M., Marino M.A., Asce H.M., Afshar A., 2003, *Optimal design and operation of irrigation pumping stations*, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, 129(3)
94. [Mousmoulis et al, 2019]
Mousmoulis G., Yiakopoulos C., Kassanos I., Antoniadis I., Anagnostopoulos J., 2019, *Vibration and acoustic emission monitoring of a centrifugal pump under cavitating operating conditions*, IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 405, 012003
95. [Muranho et al, 2014]
Muranho J., Ferreira A., Sousa J., Gomes A., Sá Marques A., 2014, *Pressure-dependent demand and leakage modelling with an EPANET extension – WaterNetGen*, Procedia Engineering, 89, 632-639, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.488>
96. [Neagoe et al, 2019]
Neagoe A., Tică E. I., Georgescu S.-C., Petrovici T., 2019, *Informatică aplicată: Manual de GNU Octave*, Editura Politehnica Press, București
97. [Ng & Brennen, 1978]
Ng S.L., Brennen C.E., 1978, *Experiments on the dynamic behavior of cavitating pumps*, Journal of Fluids Engineering, 100(2), 166-176
98. [Oikonomou et al, 2018]
Oikonomou K., Parvania M., Khatami R., 2018, *Optimal demand response scheduling for water distribution systems*, IEEE Trans. Ind. Inform., 14, 5112-5122
99. [Page et al, 2017]
Page P.R., Abu-Mahfouz A.M., Mothetha M.L., 2017, *Pressure management of water distribution systems via the remote real-time control of variable speed pumps*, Journal of Water Resources Planning and Management, 143(8), 04017045, [http://ascelibrary.org/doi/full/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000807](http://ascelibrary.org/doi/full/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000807)
100. [Page et al, 2019]
Page P.R., Zulu S'b., Mothetha M.L., 2019, *Remote real-time pressure control via a variable speed pump in a specific water distribution system*, Journal of Water Supply: Research and Technology – Aqua, 68(1), 20-28, doi:10.2166/aqua.2018.074
101. [Pîrăianu et al (Ciuc), 2021]
Pîrăianu V.-F., Drăgoi C., Ciuc P.-O., Mădulărea R. A., Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2021, *Dry fountains of UPB: Operation modelling and power consumption assessment*, UPB Scientific Bulletin, Series C: Electrical Engineering and Computer Science (WOS:000741473700029), 83(4), pp. 363-378, https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rez5e3_690095.pdf
102. [Pîrăianu et al, 2016]
Pîrăianu V.-F., Dumitran G.E., Vuță L.I., Drăgoi C., 2016, *Improving efficiency of a water supply system based on energy tariffs*, Proceedings International Multidisciplinary

- Scientific GeoConference SGEM, vol I, 459-464, <https://sgem.org/sgemlib/spip.php?article7779&lang=en>
103. [\[Pothof & Clemens, 2011\]](#)
Pothof I.W.M., Clemens F., **2011**, *Experimental study of air-water flow in downward sloping pipes*, International Journal of Multiphase Flow, 37(3), 278-292
 104. [\[Pothof & Clemens, 2012\]](#)
Pothof I.W.M., Clemens F.H.L.R., **2012**, *Air pocket removal from downward sloping pipes*, Proceedings 9th International Conference on Urban Drainage Modelling, Belgrade, Serbia
 105. [\[Pothof & Karney, 2012\]](#)
Pothof I.W.M., Karney B., **2012**, *Guidelines for transient analysis in water transmission and distribution systems*, chapter 1, pp. 1-21, in *Water Supply System Analysis*, A. Ostfeld (ed.), <http://dx.doi.org/10.5772/53944>
 106. [\[Ross, 2023\]](#)
Ross B., **2023**, *Pumping systems – low hanging fruit in saving energy*, 12 p., Armstrong Ltd. – White Papers, <https://armstrongfluidtechnology.com/en/resources-and-tools/education-and-training/white-papers>
 107. [\[Rossman, 2000\]](#)
Rossman L.A., **2000**, *EPANET 2 Users Manual*, US Environmental Protection Agency, EPA/600/R-00/057, Cincinnati, OH, <https://nepis.epa.gov/Adobe/PDF/P1007WWU.pdf>
 108. [\[Rossman et al, 2020\]](#)
Rossman L.A., Woo H., Tryby M., Shang F., Janke R., Haxton T., **2020**, *EPANET 2.2 User Manual*, US Environmental Protection Agency, EPA/600/R-20/133, Cincinnati, OH, https://cfpub.epa.gov/si/si_public_record_Report.cfm?dirEntryId=348882&Lab=CESER
 109. [\[Salvadori et al, 2012\]](#)
Salvadori S., Cappelletti A., Martelli F., Nicchio A., Carbonino L., Piva A., **2012**, *Numerical prediction of cavitation in pumps*, Proceedings 15th International Conference on Fluid Flow Technologies – CMFF’2012, 4-7 Sept., Budapest, Hungary
 110. [\[Salvadori et al, 2015\]](#)
Salvadori S., Cappelletti A., Montomoli F., Nicchio A., Martelli F., **2015**, *Experimental and numerical evaluation of the NPSH_r curve of an industrial centrifugal pump*, Proceedings 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics – ETC11, 23-27 March, Madrid, Spain, <https://aerospace-europe.eu/media/books/ETC2015-011.pdf>
 111. [\[Sethi & Di Molfetta, 2019\]](#)
Sethi R., Di Molfetta A., **2019**, *Optimization of a water supply system*, chapter 6, in *Groundwater Engineering*, Springer, 127-136
 112. [\[Shankar et al, 2021\]](#)
Shankar V.K.A., Subramaniam U., Elavarasan R.M., Raju K., Shanmugam P., **2021**, *Sensorless parameter estimation of VFD based cascade centrifugal pumping system using automatic pump curve adaption method*, Energy Reports, 7, 453-466, <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.01.002>, <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484721000032>
 113. [\[Shi, 2013\]](#)

- Shi Y., 2013**, *Pump controller design for variable primary flow configuration systems*, MSc Thesis, Architectural Engineering – Dissertations and Student Research, 25, University of Nebraska, Lincoln, USA, <https://digitalcommons.unl.edu/archengdiss/25/>
114. **[Sloteman, 2007]**
Sloteman D.P., 2007, *Cavitation in high energy pumps – Detection and assessment of damage potential*, Proceedings 23rd International Pump Users Symposium, 29-38, Texas A&M University, Turbomachinery Laboratories, <https://doi.org/10.21423/R1VH53>, <http://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/163945/ch06-sloteman.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
115. **[Sreedhar et al, 2017]**
Sreedhar B.K., Albert S.K., Pandit A.B., 2017, *Cavitation damage: Theory and measurements – A review*, Wear, volumes 372-373, 177-196
116. **[Swamee & Jain, 1976]**
Swamee P.K., Jain A. K., 1976, *Explicit equations for pipe flow problems*, Journal of Hydraulic Engineering Division, 102(5), 657-664
117. **[Swamee & Sharma, 2008]**
Swamee P.K., Sharma A. K., 2008, *Design of water supply pipe networks*, Wiley-Interscience, John Wiley & Sons Inc., New Jersey
118. **[Świętochowska & Bartkowska, 2022]**
Świętochowska M., Izabela Bartkowska I., 2022, *Optimization of energy consumption in the pumping station supplying two zones of the water supply system*, Energies, 15(1), 310; <https://doi.org/10.3390/en15010310>
119. **[Tanyimboh & Templeman, 2004]**
Tanyimboh T.T., Templeman A.B., 2004, *A new nodal outflow function for water distribution networks*, Proceedings 4th International Conf. Engineering Computational Technology, B.H.V. Topping, C.A. Mota Soares (eds.), Civil-Comp Press, Stirling, UK, paper 64
120. **[Thornton & Lambert, 2006]**
Thornton J., Lambert A., 2006, *Managing pressures to reduce new breaks*, IWA Water21, December, 24-26
121. **[Todini, 2011]**
Todini E., 2011, *Extending the global gradient algorithm to unsteady flow extended period simulations of water distribution systems*, Journal of Hydroinformatics, 13(2), 167-180
122. **[Todini et al, 2007]**
Todini E., Tryby M.E., Wu Z.Y., Walski T.M., 2007, *Direct computation of variable speed pumps for water distribution system analysis*, in *Water Management Challenges in Global Change*, B. Ulanicki, K. Vairavamorthy, D. Butler, P.L.M. Bounds, F.A. Memon (eds.), Taylor and Francis, Balkema, 411-418
123. **[Trifunović, 2006]**
Trifunović N., 2006, *Introduction to urban water distribution*, Taylor & Francis Group, London, UK
124. **[Van Bennekom et al, 2001]**

- Van Bennekom A.**, Berndt F., Rassool M.N., **2001**, *Pump impeller failures – a compendium of case studies*, *Engineering Failure Analysis*, 8, 145-156
125. [\[Zhang L. & Zhuan, 2019\]](#)
Zhang L., Zhuan X., **2019**, *Optimization on the VFDs' operation for pump units*, *Water Resources Management*, 33, 355-368, <https://doi.org/10.1007/s11269-018-2106-2>
126. [\[Zhang Z. et al, 2020\]](#)
Zhang Z., Liu H., Wang Y., **2020**, *Experimental and numerical study on the free surface vortex of a mixed flow pump device model*, *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1600, 012082, doi:10.1088/1742-6596/1600/1/012082
127. [\[Wagner et al, 1988\]](#)
Wagner J.M., Shamir U., Marks D.H., **1988**, *Water distribution reliability: Simulation methods*, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 114(3), 276-294
128. [\[Wu et al, 2009\]](#)
Wu Z.Y., Tryby M., Todini E., Walski T.M., **2009**, *Modeling variable-speed pump operations for target hydraulic characteristics*, *Journal AWWA*, <https://doi.org/10.1002/j.1551-8833.2009.tb09823.x>

Standarde

129. [\[ANSI 9.6.6., 2016\]](#)
 *** **ANSI/HI 9.6.6.-2016**, *American National Standard for rotodynamic pumps for pump piping*, American National Standards Institute, Inc., published by Hydraulic Institute, Parsippany, New Jersey, USA
130. [\[IEC 62828-1, 2017\]](#)
 *** **IEC 62828-1:2017**, *Reference conditions and procedures for testing industrial and process measurement transmitters – Part 1: General procedures for all types of transmitters*, TC 65, Industrial-process measurement, control and automation/ SC 65B, Measurement and control devices
131. [\[IEC 62828-2, 2017\]](#)
 *** **IEC 62828-2:2017**, *Reference conditions and procedures for testing industrial and process measurement transmitters – Part 2: Specific procedures for pressure transmitters*, TC 65/ SC 65B
132. [\[ISO 4064-5, 2014\]](#)
 *** **ISO 4064-5:2014**, *Water meters for cold potable water and hot water – Part 5: Installation requirements*, ISO/TC 30, Measurement of fluid flow in closed conduits/ SC 7, Volume methods including water meters
133. [\[ISO 5198, 1987\]](#)
 *** **ISO 5198:1987**, *Centrifugal, mixed flow and axial pumps – Code for hydraulic performance tests – Precision grade*, ISO/TC 115, Pumps
134. [\[ISO 5199, 2002\]](#)
 *** **EN ISO 5199:2002**, *Technical specifications for centrifugal pumps- Class II*, second edition, ISO/TC 115, Pumps/ SC 1, Dimensions and technical specifications of pumps
135. [\[ISO 9905, 1998\]](#)

- *** **BS EN ISO 9905:1998**, *Technical specifications for centrifugal pumps – Class I*, BSI, ISO/TC 115/ SC 1
136. **[ISO 9906, 2012]**
*** **ISO 9906:2012**, *Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3*, ISO/TC 115, Pumps/ SC 2, Methods of measurement and testing
137. **[ISO 9908, 1993]**
*** **ISO 9908:1993**, *Technical specifications for centrifugal pumps – Class III*, ISO/TC 115/ SC 1
138. **[ISO 10816-3, 2009]**
*** **ISO 10816-3:2009**, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ*, ISO/TC 108, Mechanical vibration, shock and condition monitoring/ SC 2, Measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures
139. **[ISO 20816-1, 2016]**
*** **ISO 20816-1:2016**, *Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines*, ISO/TC 108/ SC 2
140. **[NML 003-05, 2005]**
*** **NML 003-05**, 1 iunie 2005, *Norma de metrologie legală "Contoare de apă"*, Biroul Român de Metrologie Legală [Monitorul Oficial, partea I, 664 bis, 26.07.2005]
141. **[SR 1343-1, 2006]**
*** **SR 1343-1:2006**, *Alimentări cu apă – Determinarea cantităților de apă potabilă pentru localități urbane și rurale*, Asociația de Standardizare din România (ASRO)
142. **[STAS 8804/8-1992]**
*** **STAS 8804/8-1992**, *Fitinguri din oțel nealiat și aliat, pentru sudare cap la cap. Reducții – Dimensiuni*, ASRO, <http://www.uprucctr.com/pdf/13.pdf>

Broșuri / cărți tehnice & manuale ale utilizatorului de echipamente / software

143. **[Aversa – DP Pumps, 2019]**
*** **Aversa – DP Pumps, 2019**, *Products range/ Double suction pumps/ NDS SIRET*, Aversa – DP Pumps s.r.l., România, <http://aversadppumps.com/index.php/productslist/double-suction-pumps/22-nds-siret>
144. **[Bmeters, 2021a]**
*** **Bmeters, 2021**, *REED pulse emitter devices (GSD8)*, http://www.watargas.it/grk_files/uploads/b_meters/downloads/sistemi_lettura_remoto_bmeters.pdf
145. **[Bmeters, 2021b]**
*** **Bmeters, 2021**, *Water meters*, Bmeters Srl, Italy, <https://www.bmeters.com/en/products/gmb-i/>
146. **[Danfoss, 2012]**
*** **Danfoss, 2012**, *VLT[®] Micro Drive FC 51 Operating Instructions*, <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/our-businesses/drives/>

147. **[DP Pumps, 2012]**
*** **DP Pumps, 2012**, *Hydro-Unit Utility Line – Installation and operating instructions. Series HU Utility MC(MF): HU-2-DPVME6/4-B-DPC-DOL*, The Netherlands, <https://www.dp-pumps.com/image/file/Installation%20&%20operating%20instructions%20Hydro-Unit%20Utility%20Line.pdf>
148. **[DP Pumps, 2013a]**
*** **DP Pumps, 2013**, *Motor specifications – Motor DMC 0.37kW 230/400V 2P 71B IP55 Pos. 800*, The Netherlands
149. **[DP Pumps, 2013b]**
*** **DP Pumps, 2013**, *Pump technical specifications, hydraulic performance, dimensions – Vertical centrifugal pump, suction and discharge connections in-line: DPV 2/3 B~Oval G 1~0.37kW 230/400V~50Hz 2P~IEC 71B~~Fixed Ca SiC EPDM*, The Netherlands
150. **[Flowserve, 2016]**
*** **Flowserve, 2016**, *Worthington LNN, LNNV and LNNC centrifugal pumps – User instructions (Installation. Operation. Maintenance)*, <https://www.flowserve.com/sites/default/files/2016-07/71569074-e.pdf>
151. **[FLYGT, 2017]**
*** **FLYGT, 2017**, *Pump cavitation and how to avoid it* (white paper), Cavitation, June 2017, Xylem Inc., <https://www.xylem.com/siteassets/support/tekniska-rapporter/white-papers-pdf/cavitation-white-paper.pdf>
152. **[KSB, 2015]**
*** **KSB, 2015**, *Data sheet, Performance curve, Installation plan & Connection plan – Low-pressure centrifugal pump Etanorm, ETN 125-100-315 GGXAA10GD616002B*, Multigama Tech srl, București – reprezentanța KSB în România și Republica Moldova
153. **[KSB, 2016]**
*** **KSB, 2016**, *Data sheet, Performance curve, Installation plan & Connection plan – Omega V 300-300 B GB P M*, Multigama Tech srl, București – reprezentanța KSB în România și Republica Moldova
154. **[MATLAB, 2022]**
*** **MATLAB, 2022**, *Documentation/ Optimization toolbox/ Systems of nonlinear equations/ fsolve*, The MathWorks, <https://www.mathworks.com/help/optim/ug/fsolve.html>
155. **[Mitsubishi Electric, 2021]**
*** **Mitsubishi Electric, 2021**, *Drive products/ Inverters-FREQROL*, <https://www.mitsubishielectric.com/fa/products/drv/inv/index.html>
156. **[PompeMC, 2018]**
*** **PompeMC Trading Plus, 2018**, *Ce este un convertizor de frecvență sau un soft starter*, <https://pompemc.ro/ce-este-un-convertizor-de-frecventa-sau-soft-starter/>
157. **[Pressure Loss, 2022]**
*** **Coastal Pipco, 2022**, *Pressure loss through water meters*, Oxnard, California, USA, <https://www.coastalpipco.com/i/chart21.pdf>
158. **[Seimeni, 2015]**

- *** **Documentație tehnică** – *Sistem irigații Seimenii Mici, județul Constanța, 2015*, Proiect⁴ nr. 255/01.13, ALLPLAN Proiect srl, Constanța
159. **[VALROM Industrie, 2018]**
*** **VALROM Industrie, 2018**, *Carte tehnică – Sistem de instalații sanitare și de încălzire (PPR)*, https://valrom.ro/wp-content/uploads/2021/02/Carte_tehnica_RandomKIT_2018_RO.pdf
160. **[VMI, 2011]**
*** **VMI, 2011**, *Viber XI™, Manualul utilizatorului – Vibrometru portabil, ver. 1.4*, Vibration Measurement Instruments – VMI International AB, Linköping, Sweden
161. **[Water Facility Design Guidelines, 2021]**
*** **Water Facility Design Guidelines, 2021**, in *Guidelines and Standards Book*, City of San Diego – Public Utilities Department, Sand Diego, CA, USA, <https://www.sandiego.gov/sites/default/files/legacy/water/pdf/cip/book2.pdf>

⁴ Beneficiar Land & Buildings Real Estate, București. Documentația are caracter confidențial și a fost pusă la dispoziție de VALROM Industrie srl