

MECANICA FLUIDELOR

LUCRĂRI PRACTICE

Banyai Daniel

March Lucian

Opruta Dan

Giurcea Corina

Născuțiu Lucian

Vaida Liviu

CUVÂNT ÎNAINTE

Prezenta lucrare conține suportul necesar studenților de la facultățile cu profil mecanic, în vederea pregătirii și efectuării lucrărilor de laborator la disciplina Mecanica Fluidelor. Îndrumătorul conține un număr de 12 lucrări care răspund cerințelor curiculei de laborator pentru disciplina Mecanica Fluidelor.

Lucrările respectă aceeași structură de prezentare: Considerații teoretice, Obiective, Metodele de măsurare și Prelucrarea rezultatelor. Ultima lucrare din îndrumător prezintă particularități atât în modul de prezentare cât și în modul de desfășurare (pe parcursul a două ședințe). Aceste aspecte se datorează faptului că aceasta face parte din setul de lucrări care fac obiectul secțiunii "Laboratoare Virtuale" din cadrul Platformei Informatice în Ingineria Fluidelor (PIIF). Lucrările incluse în acest set au fost concepute astfel încât să poată fi accesate și efectuate la distanță în mediul online.

Având convingerea că materialul prezentat poate fi îmbunătățit, așteptăm sugestii în acest sens.

Autorii

CUPRINS

Mărimi și unități de măsură	1
Determinarea coeficientului de compresibilitate și a modulului de elasticitate pentru lichide.....	9
Determinarea viscozității lichidelor prin metoda corpului rotitor.....	17
Studiul influenței temperaturii asupra viscozității lichidelor.....	29
Studiul fenomenului de cavitație.....	37
Determinarea coeficienților de rezistență hidraulică liniară și locală.....	47
Studiul curgerii prin orificii.....	62
Trasarea curbelor caracteristice ale pompelor centrifuge.....	72
Cuplarea pompelor centrifuge în serie și paralel.....	82
Studiul turbinei de tip pelton.....	93
Studiul distribuției coeficienților de presiune pentru un profil aerodinamic.....	103
Anexe.....	115
Bibliografie.....	121

MĂRIMI ȘI UNITĂȚI DE MĂSURĂ

În mișcarea unui fluid intervin entități fizice, ca de exemplu masa, viteza, presiunea, densitatea etc. Mărimea unei entități fizice poate fi mai mare sau mai mică, poate crește sau descrește, de aceea, ea se determină prin măsurare, adică prin compararea ei cu o mărime de aceeași natură, aleasă arbitrar și convențional, numită unitate de măsură. Rezultatul măsurării este un număr real, numit valoarea numerică a acelei mărimi, care arată de câte ori este cuprinsă unitatea de măsură în mărimea fizică respectivă.

Notând cu A , mărimea fizică, cu $[A]$, unitatea ei de măsură și cu α , valoarea numerică a lui A , atunci:

$$A = \alpha[A] \quad (1.1)$$

Este evident că mărimea fizică nu variază cu unitatea de măsură aleasă, dar valoarea numerică a mărimii fizice crește când unitatea se micșorează și scade când unitatea crește.

1.1 Mărimi fizice fundamentale. Mărimi fizice derivate

Legile fizicii în general, cât și relațiile de definiție exprimă întotdeauna o mărime nouă în funcție de alte mărimi cunoscute. De exemplu, relația $F = m \cdot a$, exprimă forța de inerție a unui corp, în funcție de masa acestuia și de accelerația cu care se deplasează.

De subliniat faptul că nu toate mărimile fizice se pot defini în funcție de alte mărimi determinate. Lungimea și timpul de exemplu, nu se pot defini prin nici un fel de relații între alte mărimi. Existența unor mărimi care nu se pot defini în funcție de alte mărimi se datorează faptului că numărul mărimilor fizice este mai mare decât numărul relațiilor între mărimile fizice. Necesitatea determinării lor a impus alegerea unor mărimi, ca mărimi fundamentale, și exprimarea funcție de acestea a tuturor celorlalte mărimi.

Mărimile fizice fundamentale, nu se definesc în funcție de alte mărimi ci prin stabilirea unităților lor de măsură și prin indicarea procedurii de măsurare.

Toate mărimile fizice exprimate în funcție de mărimile fundamentale se numesc *mărimi derivate*.

Mărimile fizice fundamentale nu diferă în mod esențial de cele derivate, alegerea mărimilor fundamentale fiind o chestiune de simplitate și de exactitate a măsurării.

Procedul de măsurare indicat trebuie să satisfacă însă condiția ca raportul valorilor a două mărimi fundamentale de aceeași natură să rămână constant când se schimbă unitatea de măsură. Se numesc mărimi de aceeași natură mărimile care se definesc prin același procedeu de măsurare – este evident deci că același procedeu de măsurare atrage după sine aceeași unitate de măsură.

Se admite că în fizică există următoarele mărimi fundamentale: lungimea (L), timpul (T), masa (M), intensitatea curentului electric (I), intensitatea luminoasă (J) temperatura (θ), cantitatea de substanță (n). Corespunzător acestor mărimi fizice și unitățile de măsură aferente lor se vor numi fundamentale.

Se demonstrează că orice mărime fizică derivată poate fi exprimată sub forma unui produs dintre o constantă adimensională și puteri ale mărimilor fundamentale:

$$A = k \cdot L^a \cdot M^b \cdot T^c \cdot I^d \cdot \theta^e \cdot J^f \quad (1.2)$$

Formula dimensională a unei mărimi fizice derivate, este expresia unității de măsură a acelei mărimi fizice, în funcție de unitățile de măsură fundamentale. Din relația (1.1) rezultă că în fizică o formulă dimensională este întotdeauna de forma:

$$[A] = [L]^a \cdot [M]^b \cdot [T]^c \cdot [I]^d \cdot [\theta]^e \cdot [J]^f \quad (1.3)$$

Formulele dimensionale (unitățile de măsură) ale principalelor mărimi fizice utilizate în Mecanica Fluidelor sunt date în tabelul 1.2.

Dimensiunea unei mărimi fizice A, în raport cu o unitate de măsură fundamentală, este puterea acelei unități de măsură fundamentale, în formula dimensională a lui A.

Mărimile ale căror formule dimensionale sunt de forma: $[A] = [L]^0 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \cdot [I]^0 \cdot [\theta]^0 \cdot [J]^0 = 1$ se numesc adimensionale; celelalte se numesc mărimi dimensionale.

1.2. Unități de măsură fundamentale. Unități de măsură derivate

Unitățile cu care se măsoară mărimile fundamentale se numesc unități fundamentale, iar cele cu care se măsoară mărimile derivate se numesc unități derivate. Unitățile derivate se formează pornind de la relația de definiție a mărimii derivate respective.

Totalitatea unităților fundamentale, precum și a celor derivate, se constituie în sisteme de unități de măsură.

Tabelul 1.1. Unități fundamentale

	SI	CGS	MKfS
Lungime	metru [m]	centimetru [cm]	metru [m]
Masă	kilogram [kg]	gram [g]	kilogram forță [kgf]
Timp	secundă [s]	secundă [s]	secundă [s]
Temperatură	gad Kelvin [K]	gad Kelvin [K]	gad Kelvin [K]
Intensitate curent electric	Ampere [A]	Ampere [A]	Ampere [A]
Intensitate luminoasă	candela [cd]	candela [cd]	candela [cd]
Cantitatea de substanță	mol	mol	mol

Expresia generală a unei mărimi derivate, se prezintă, pentru cazul Sistemului Internațional de Unități de Măsură, cu relația: $[M]_{SI} = m^\alpha \cdot Kg^\beta \cdot s^\gamma \cdot A^\delta \cdot K^\zeta \cdot cd^\epsilon$ (1.4)

În practică se folosesc și alte unități de măsură, care nu pot fi exprimate prin intermediul celor fundamentale, numite unități tolerate.

Prin adăugarea de prefixe se formează multiplii și submultiplii unităților de măsură din Sistemul internațional de unități. În tabelul 1.2 sunt prezentate unitățile de măsură ale metrului, la diverse scări necesare în diferite domenii.

Tabel 1.2 Multiplii și submultiplii metrului

Multiplii			Submultiplii		
<i>Nume</i>	<i>Simbol</i>	<i>Factor</i>	<i>Nume</i>	<i>Simbol</i>	<i>Factor</i>
decametru	dam	10^1	decimetru	dm	10^{-1}
hectometru	hm	10^2	centimetru	cm	10^{-2}
kilometru	km	10^3	milimetru	mm	10^{-3}
megametru	Mm	10^6	micrometru	μm	10^{-6}
gigametru	Gm	10^9	nanometru	nm	10^{-9}
terametru	Tm	10^{12}	picometru	pm	10^{-12}
petametru	Pm	10^{15}	femtometru	fm	10^{-15}
exametru	Em	10^{18}	attometru	am	10^{-18}
zettametru	Zm	10^{21}	zeptometru	zm	10^{-21}

În cazul unităților de măsură derivate din metru, (pentru aria unei suprafețe) m^2 – metru pătrat și (pentru volum) m^3 – metru cub, prefixul se aplică asupra metrului și nu metrului pătrat sau cub (exemplu: $1 \text{ km}^2 = 1.000.000 \text{ m}^2$). În tabelul 1.3 sunt detaliate unitățile de măsură pentru arii și volume, cu multiplii și submultiplii ce se folosesc uzual în inginerie.

Cele mai importante unități de măsură utilizate în Mecanica Fluidelor sunt prezentate în tabelul 1.4.

Tabel 1.3 Unități de măsură pentru arii și volume

Arii (m ²)						Volume (m ³)					
Multiplii			Submultiplii			Multiplii			Submultiplii		
Nume	Simbol	Factor	Nume	Simbol	Factor	Nume	Simbol	Factor	Nume	Simbol	Factor
decimetru pătrat	dam ²	10 ²	decimetru pătrat	dm ²	10 ⁻²	decimetru cub	dam ³	10 ³	decimetru cub (litru l)	dm ³	10 ⁻³
hectometru pătrat	hm ²	10 ⁴	centimetru pătrat	cm ²	10 ⁻⁴	hectometru cub	hm ³	10 ⁶	centimetru cub (mililitru ml)	cm ³	10 ⁻⁶
kilometru pătrat	km ²	10 ⁶	milimetru pătrat	mm ²	10 ⁻⁶	kilometru cub	km ³	10 ⁹	milimetru cub	mm ³	10 ⁻⁹
megametru pătrat	Mm ²	10 ¹²	micrometru pătrat	μm	10 ⁻¹²	megametru cub	Mm ³	10 ¹⁸	micrometru cub	μm ³	10 ⁻¹⁸

Tabelul 1.4

Mărimea/Simbol	Definiția	Dim.	Sist.	U. de măsură	Simbolul	Definiția unității de măsură	Observații
Lungime, l	Măr.fun.	L	SI	Metru	m	În 1960 -1metru = 1 650 753,73 lungimi de undă în vid, care corespunde tranziției atomului de kripton 86 între nivelurile sale 2p ₁₀ și 5d ₅ . În 1983 – 1 m = distanța parcursă de lumină în vid în $\frac{1}{299.792.458}$ dintr-o secundă.	1μm=10 ⁻⁶ m
			CGS	Centimetru	cm	A suta parte a unui metru.	1cm=10 ⁻² m
			-	Inch (țol)	in	Lungime convențională,	1in=25,4·10 ⁻³ m
Masă, m	Măr.fun.	M	SI	Kilogram	kg	Masa “kilogramului internațional” prototip de platin iradiat adoptat în tehnică în 1889 la Conferința Generală de Măsuri și Greutăți și păstrat la Biroul Internațional de Măsuri și Greutăți de la Sèvres – Franța.	1 tonă (t)=1 kg
			CGS	Gram	g	1g=10 ⁻³ kg.	1g=10 ⁻³ kg
	$m = \frac{F}{a}$	L ⁻¹ FT ²	MKfS	Kilogram-forță – secundă la pătrat pe metru	kgf·s ² /m	Masa corpului care sub acțiunea unei forțe de un kilogram-forță primește accelerația de un metru pe secundă la pătrat.	1kgf·s ² /m=9,80665 kg
Timp, t	Măr.fun.	T	SI CGS MKfS	Secundă	s	Fracțiunea 1/31.556.925,9747 din anul tropic pentru 1900 ianuarie 0, la orele 12 ale timpului efemeridelor.	-

Forță, F	$F = m \cdot a$	LMT ⁻²	SI	Newton	N	Forța care aplicată unui corp având masa de un kilogram, îi imprimă acestuia accelerația de 1 metru pe secundă la pătrat.	1N=1kg·m·s ⁻²
			CGS	Dină	dyn	Forța care aplicată unui corp având masa de un gram, îi imprimă acestuia accelerația de un centimetru pe secundă la pătrat.	1 dyn=10 ⁻⁵ N
	Măr.fun.	F	MKfS	Kilogram-forță	kgf	Forța care aplicată unui corp având masa de un kilogram, îi imprimă acestuia accelerația de 9,80665 m/s ² .	1 kgf=9,80665N
Viteză, v	$v = \frac{\Delta s}{\Delta t}$	LT ⁻¹	SI MKfS	Metru pe secundă	m/s	Viteza unui punct în mișcare rectilinie și uniformă parcurgând un metru în fiecare secundă.	-
			CGS	Centimetru pe secundă	cm/s	Viteza unui punct în mișcare rectilinie și uniformă parcurgând un centimetru în fiecare secundă.	1cm/s=10 ⁻² m/s
Accelerație, a	$a = \frac{\Delta v}{\Delta t}$	LT ⁻²	SI MKfS	Metru pe secundă la pătrat	m/s ²	Accelerația unui punct în mișcare rectilinie și uniform variată, a cărui viteză crește cu un metru pe secundă în fiecare secundă.	-
			CGS	Centimetru pe secundă la pătrat	cm/s ²	Accelerația unui punct în mișcare rectilinie și uniform variată, a cărui viteză crește cu un centimetru pe secundă în fiecare secundă.	1cm/s ² = 10 ⁻² m/s ²
Viteză unghiulară, ω	$\omega = \frac{\Delta \alpha}{\Delta t}$	T ⁻¹	SI CGS MKfS	Radian pe secundă	rad/s	Viteza unghiulară a unui punct în mișcare circulară uniformă, a cărui rază vectorie parcurge în fiecare secundă un unghi la centru de un radian.	-
Accelerație unghiulară, ε	$\varepsilon = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$	T ⁻²	SI CGS MKfS	Radian pe secundă la pătrat	s ⁻²	Accelerația unghiulară a unui punct în mișcare circulară uniform variată, a cărui viteză unghiulară crește cu un radian pe secundă, în fiecare secundă.	-
Densitate (masă specifică), ρ	$\rho = \frac{m}{V}$	L ⁻³ M	SI	Kilogram pe metru cub	kg/m ³	Densitatea unui corp omogen, având masa de un kilogram și volumul de un metru cub.	-
			CGS	Gram pe centimetru cub	g/cm ³	Densitatea unui corp omogen, având masa de un gram și volumul de un centimetru cub.	1g/cm ³ =10 ³ kg/m ³
		L ⁻⁴ FT ²	MKfS	Kilogram-forță-secundă la pătrat pe metru la puterea a patra	$\frac{1\text{kgf} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^4}$	Densitatea unui corp omogen, având masa de un kilogram forță-secundă la pătrat și volumul de un centimetru cub.	1kgf·s ² /m ⁴ =9,8 kg/m ³

Greutate specifică, γ	$\gamma = \frac{G}{V}$	L ² MT ⁻²	SI	Newton pe metru cub	N/m ³	Greutatea specifică a unui corp omogen având greutatea de un newton și volumul de un metru cub.	-
			CGS	Dină pe centimetru cub	dyn/cm ³	Greutatea specifică a unui corp omogen având greutatea de o dină și volumul de un centimetru cub.	1dyn/cm ³ =10 N/m ³
		L ⁻³ F	MKfS	Kilogram forță pe metru cub	kgf/m ³	Greutatea specifică a unui corp omogen având greutatea de un kilogram forță și volumul de un metru cub.	1kgf/m ³ =9,80 N/m ³
Impuls (cantitate de mișcare) \vec{H}	$\vec{H} = m\vec{v}$	LMT ⁻¹	SI	Kilogram metru pe secundă	kg · $\frac{m}{s}$	Impulsul unui mobil având masa de un kilogram și viteza de un metru pe secundă.	-
			CGS	Gram-centimetru pe secundă	g · $\frac{cm}{s}$	Impulsul unui mobil având masa de un gram și viteza de un centimetru pe secundă.	$1g \cdot \frac{cm}{s} = 10^{-5} kg \cdot \frac{m}{s}$
	-	FT	MKfS	Kilogram forță pe secundă	kgf·s	Impulsul unui mobil având masa de un kilogram-forță-secundă la pătrat pe metro și viteza de un metru pe secundă.	1kgf·s=9,8 kg · $\frac{m}{s}$
Moment de inerție (Moment de inerție dinamic) I	$I = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2$	L ² M	SI	Kilogram metru pătrat	kg·m ²	Momentul de inerție al unei mase punctiforme de un kilogram, situată la distanța de un metru de punctul (axa, axele sau planul) în raport cu care se ia momentul.	-
			MKfS	Kilogram-forță-metru-secundă la pătrat	kgf·m·s ²	Momentul de inerție al unei mase punctiforme de un kilogram forță secundă la pătrat pe metru, situată la distanța de un metru de punctul (axa, axele sau planul) în raport cu care se ia momentul.	1kgf·m·s ² =9,8 kg·m ²
	LFT	MKfS	Kilogram-forță-metru	kgf·m·s	Momentul cinetic al unui mobil cu masa punctiformă de un kilogram-forță secundă la pătrat pe metro viteza de un metru pe secundă situat la distanța transversală de un metru de punctul in raport cu care se ia momentul.	-	

Presiune, p Tensiune (efort unitar), σ, τ, T	$P = \frac{\Delta F}{\Delta A}$	L ⁻¹ MT ⁻²	SI	Newton pe metru pătrat (Pascal)	$\frac{N}{m^2}$	Presiunea exercitată normal de forța de un newton, uniform repartizată pe aria de un metru pătrat.	-
			CGS	Microbar	$\mu \text{ bar}$	Presiunea exercitată normal de forța de o dină, uniform repartizată pe aria de un centimetru pătrat.	$1 \mu \text{ bar} = 10^{-1} \frac{N}{m^2}$ $1 \text{ bar} = 1 \text{ Mdyn/cm}^2 = 10^5 \frac{N}{m^2}$
		L ⁻² F	MKFS	Kilogram-forță pe metru pătrat	$\frac{kgf}{m^2}$	Presiunea exercitată normal de forța de un kilogram-forță, uniform repartizată pe aria de un metru pătrat.	$1 \text{ kgf/m}^2 = 9,806 \frac{N}{m^2}$ atmosferă tehnică $1 \text{ at} = 10^4 \text{ kgf/m}^2$
		-	-	Atmosfera normală	atm	$1 \text{ atm} = 101.325 \frac{N}{m^2}$	$1 \text{ atm} = 101.325 \frac{N}{m^2}$
				Torr	-	$1 \text{ torr} = \frac{1}{760} \text{ atm}$	$1 \text{ torr} =$ $133,322 \frac{N}{m^2} =$ $0,00131579 \text{ atm}$
				Milimetru coloană de apă	mm H ₂ O	$1 \text{ mm H}_2\text{O} = 9,80665 \frac{N}{m^2} = 0,0001 \text{ at}$	$1 \text{ mm H}_2\text{O} = 9,67 \cdot 10^{-5} \text{ atm}$
				Milimetru coloană de mercur	mm Hg	$1 \text{ mm Hg} = 13,5951 \text{ mm H}_2\text{O}$ $760 \text{ mm Hg} = 1 \text{ atm}$	$1 \text{ mm Hg} =$ $133,322 \frac{N}{m^2} =$ $1333,22 \text{ bar} =$ $0,00131579 \text{ atm}$

Momentul unei forțe \vec{M}	$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}$	L ² MT ⁻²	SI	Newton-metru	N·m	Momentul unei forțe de un newton în raport cu un punct situat la distanța transversală de un metru.	-
		L ² MT ⁻²	CGS	Dină-centimetru	dyn·cm	Momentul unei forțe de o dină în raport cu un punct situat la distanța transversală de un centimetru.	1dyn·cm=10 ⁻⁷ N·m
		LF	MKFS	Kilogram forță-metru	kgf·m	Momentul unei forțe de un kilogram forță în raport cu un punct situat la distanța transversală de un metru.	1kgf·m=9,806 N·m
Lucrul mecanic, L Energie, E	$\vec{L} = \vec{F} \cdot \vec{l}$ $E = \sum E_i$	L ² MT ⁻²	SI	Joule	J	Lucrul mecanic efectuat de o forță de un newton, al cărui punct de aplicație se deplasează cu un metru în direcția și în sensul forței.	-
			CGS	Erg	erg	Lucrul mecanic efectuat de o forță de o dină, al cărui punct de aplicație se deplasează cu un centimetru în direcția și în sensul forței.	1 erg=10 ⁻⁷ J
		LF	MKFS	Kilogram-forță-metru	kgf·m	Lucrul mecanic efectuat de o forță de 1 kgf, al cărui punct de aplicație se deplasează cu un metru în direcția și în sensul forței.	1kgf·m= 9,80665 J
			In afara sistemelor	Kilowatt-oră	kwh	Lucrul mecanic produs de o sursă de energie cu puterea de un kilowatt oră.	1 kWh= 3,6 MJ
				Calorie	cal	Cantitatea de căldură necesară pentru a ridica de la 14,5°C la 15,5°C temperatura unui gram de apă (fără aer) sub presiunea constantă de o atmosferă.	1 cal = 4,1816 J
Putere, P	$P = \frac{\Delta L}{\Delta t}$	L ² MT ⁻³	SI	Watt	W	Puterea dezvoltată la efectuarea unui lucru mecanic de un Joule în timp de o secundă.	-
			CGS	Erg pe secundă	$\frac{\text{erg}}{\text{s}}$	-	1 erg/s = 10 ⁻⁷ W
		LFT ⁻¹	MKFS	kilogram forță-metru pe secundă	kgf·m/s	-	$1\text{kgf} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 9,80665 \text{ W}$
			În afara sistemelor	Cal putere	CP	-	$1 \text{ CP} = 75 \text{ kgf} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 735,499 \text{ W}$

DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE COMPRESIBILITATE ȘI A MODULULUI DE ELASTICITATE PENTRU LICHIDE

2.1 Considerații teoretice

Una dintre caracteristicile definitorii ale fluidelor este capacitatea acestora de a suferi modificări ale volumului atunci când, datorită modificării condițiilor exterioare, apar variații ale presiunii sau ale temperaturii.

Compresibilitatea este proprietatea fluidelor care constă în reducerea volumului acestora determinată de creșterea presiunii. Din punct de vedere al proprietății de compresibilitate, diferența dintre lichide și gaze este una semnificativă. Astfel, datorită structurii moleculare diferite, la aceeași variație a presiunii, reducerea de volum suferită de un gaz este mult mai importantă decât cea suferită de un lichid.

Aprecierea cantitativă a compresibilității unui lichid se face pe baza coeficientului de compresibilitate izotermă β .

Pentru definirea coeficientului de compresibilitate izotermă se pornește de la constatarea experimentală a faptului că în cazul lichidelor supuse unei transformări izoterme (efectuată la temperatură constantă), modificarea de volum ΔV este proporțională cu variația de presiune Δp care determină această modificare precum și cu volumul inițial al lichidului V_0 .

Astfel, ținând cont de această constatare și în conformitate cu notațiile din Figura 1 – în care sunt prezentați parametrii care caracterizează starea inițială (a) și starea finală (b) a unei mase de lichid supusă comprimării izoterme în interiorul unui cilindru cu piston – coeficientul de compresibilitate izotermă se definește prin relația:

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V_0} \quad (2.1)$$

unde:

- V_0 - reprezintă volumul ocupat de lichid în starea inițială;
- $\Delta V = V - V_0$ - reprezintă variația de volum, adică cu cât s-a micșorat volumul pe care îl are la dispoziție lichidul ca urmare a deplasării cu ΔL a pistonului după ce asupra acestuia s-a acționat cu o forță F ;
- $\Delta p = p - p_0$ - reprezintă creșterea presiunii din cilindru ca urmare a comprimării lichidului sub acțiunea forței F ;

Prin introducerea în relația de mai sus a semnelui “-” având semnificația faptului că la temperatură constantă, unei creșteri de presiune ($\Delta p > 0$) îi corespunde o scădere (cu $\Delta V < 0$) a volumului inițial V_0 , valorile coeficientului de compresibilitate izotermă β vor fi întotdeauna pozitive.

Dacă în relația (2.1) diferențele finite Δ sunt înlocuite cu diferențiale, se obține relația:

$$\beta = \frac{1}{dp} \cdot \frac{dV}{V} \quad (2.2)$$

unde: dp , reprezintă creșterea elementară a presiunii necesară pentru a determina o reducere elementară dV a volumului V , la o temperatură dată.

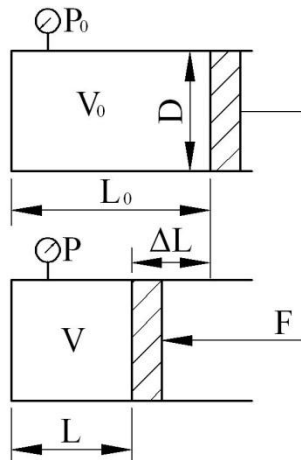


Figura 2.1 Comprimarea izotermă a unui lichid

Dacă forța F care a comprimat masa de lichid conținută în cilindru cu piston își încetează acțiunea, volumul lichidului revine la valoarea volumului inițial, ceea ce arată că lichidele sunt nu doar compresibile ci și elastice.

Aprecierea cantitativă a elasticității unui lichid se face pe baza modulului de elasticitate a lichidului E , definit prin relația:

$$E = \frac{1}{\beta} \quad (2.3)$$

Coeficientul de compresibilitate izotermă are dimensiunea:

$$[\beta] = \left[\frac{dV}{V} \right] \cdot \frac{1}{[dp]} = \frac{[A]}{[F]} = \frac{L^2}{LMT^{-2}} = LM^{-1}T^2 \quad (2.4)$$

și unitățile de măsură: $\langle \beta \rangle_{SI} = \frac{m^2}{N}$ în Sistemul Internațional și $\langle \beta \rangle_{CGS} = \frac{cm^2}{dyn}$ în sistemul CGS.

Modulul de elasticitate are dimensiunea:

$$[E] = \frac{1}{[\beta]} = [dp] \cdot \left[\frac{V}{dV} \right] = \frac{[F]}{[A]} = \frac{L^2}{LMT^{-2}} = L^{-1}MT^{-2} \quad (2.5)$$

și unitățile de măsură: $\langle E \rangle_{SI} = \frac{N}{m^2}$ în Sistemul Internațional și $\langle E \rangle_{CGS} = \frac{dyn}{cm^2}$ în Sistemul CGS.

Valorile coeficientului de compresibilitate izotermă, respectiv ale modulului de elasticitate diferă de la un lichid la altul, β și E fiind mărimi fizice caracteristice fiecărui lichid.

Relația (2.1) de definiție a coeficientului de compresibilitate reliefează și principiul pe baza căruia este posibilă determinarea experimentală a valorii acestui coeficient pentru un lichid. Astfel, instalația experimentală trebuie să ofere posibilitatea măsurării reducerilor de volum ΔV corespunzătoare unor creșteri Δp ale presiunii.

2.2 Obiectivele lucrării

- Prezentarea unei metode de determinare a coeficientului de compresibilitate a unui lichid;
- Aplicarea acestei metode în cazul comprimării unui ulei hidraulic;
- Determinarea coeficientului de elasticitate al unui ulei hidraulic;

2.3 Metoda utilizată

Măsurarea variațiilor de presiune Δp_i și a variațiilor de volum ΔV_i determinate de acestea, în cazul unei mase de lichid supuse unei serii de "i" transformări izoterme succesive atunci când lichidul este comprimat în cilindrii cu pereți rigizi ai unei pompe hidraulice cu piston.

Utilizarea relațiilor de calcul prezentate în partea de considerații teoretice și a datelor rezultate în urma măsurătorilor efectuate, în vederea determinării coeficientului de compresibilitate β respectiv al celui de elasticitate E al uleiului ca și medie aritmetică ale valorilor coeficienților de compresibilitate β_i respectiv ale coeficienților de elasticitate E_i calculați pentru fiecare din cele i transformări (comprimări) succesive ale unei mase de ulei.

2.4 Descrierea aparaturii

Pentru determinarea coeficientului de compresibilitate β a uleiului hidraulic, se folosește o pompă hidraulică cu piston, acționată manual printr-un mecanism șurub-piuliță. În cazul pompei aflată în dotarea Laboratorului de Mecanica Fluidelor, lichidul poate fi comprimat până la o presiune de 800 kgf/cm². Figura 2 permite identificarea elementelor componente ale acestei pompe.

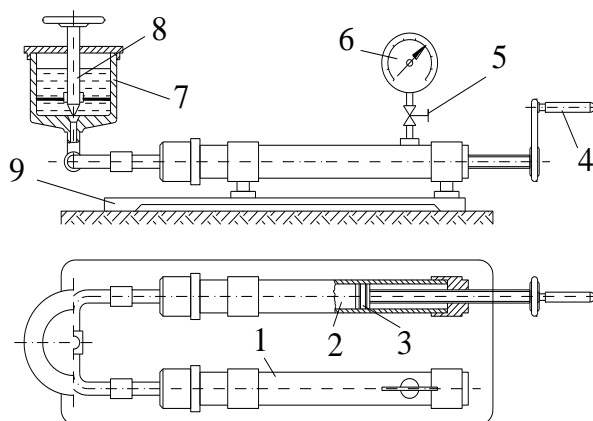


Figura 2.2. Instalația experimentală pentru determinarea coeficientului de compresibilitate

Pompa se compune dintr-un corp cilindric 1, cu pereți groși și rigizi, în interiorul căruia are loc comprimarea lichidului. Comprimarea lichidului se realizează ca urmare a deplasării pistonului 3 în interiorul cilindrului 2; prin intermediul pistonului se acționează asupra lichidului cu o forță exterioară de compresiune F . Deplasarea pistonului, în sensul înaintării și retragerii, se obține printr-un șurub cu profil pătrat, pus în mișcare manual, prin rotirea manivelei 4. Articulația dintre tija filetată și piston este realizată astfel încât pistonul să aibă numai mișcare de translație nu și de

rotație. Pentru măsurarea presiunii lichidului, se folosește manometrul metalic 6, care se află montat pe cilindrul 1, între acestea aflându-se robinetul 5. Pe conductele care leagă cei doi cilindri se află montat rezervorul 7, în care se introduce lichidul supus măsurătorilor. Alimentarea cu lichid a celor doi cilindri de lucru, este asigurată prin intermediul unui ventil cu ac 8. Toate aceste componente sunt montate pe un postament metalic, 9.

2.5 Modul de desfășurare a lucrării

Procesul de comprimare a uleiului în cilindrii instalației descrise mai sus se va desfășura în 5-6 etape successive. Fiecare etapă reprezintă o transformare izotermă în care lichidul trece de la o stare caracterizată prin parametri (p_{i-1}, V_{i-1}) la o alta, caracterizată prin parametri (p_i, V_i) . Valoarea lui β se va stabili după o serie de 5-6 determinări ale valorilor acestor parametri, pentru presiuni variind în intervalul 0-500 at. În tabelul de măsurători, fiecărei etape i ($i = 1 \div 6$) îi corespunde o linie, în care sunt înregistrate valorile parametrilor ce caracterizează transformarea respectivă.

A. Pregătirea instalației experimentale în vederea efectuării măsurătorilor:

- se verifică dacă lichidul destinat încercărilor este introdus în rezervorul 7. În caz contrar, se închide ventilul 8, se ridică capacul rezervorului și se introduce lichid în rezervor, astfel încât o pătrime din înălțimea lui să rămână goală.

- se trece la alimentarea cu lichid a celor doi cilindri de lucru. În acest scop, se deplasează pistonul 3 înainte, până la capăt de cursă, după care se deschide ventilul 8 și robinetul 5. Prin rotirea manivelei 4, în sens invers acelor de ceasornic, pistonul se retrage în punctul posterior, iar lichidul din rezervorul 7, pătrunde și umple cei doi cilindri.

B. Efectuarea măsurătorilor și înregistrarea datelor:

Volumul interior al unui cilindru este $V_0 = 50 \text{ cm}^3$. Această valoare, corespunde volumului pe care îl are la dispoziție lichidul în starea inițială, înainte de a se începe comprimarea sa, reprezintă volumul inițial. Presiunea p_0 la care se află lichidul în starea inițială este indicată de manometrul 6. Valorile p_0 și V_0 ale celor doi parametri care caracterizează starea inițială a lichidului se trec în tabelul de măsurători în coloanele p_{i-1} respectiv V_{i-1} ale primei linii din tabel, corespunzătoare primei transformării izoterme $i=1$.

Comprimarea lichidului:

a. Pentru determinarea parametrilor aferenți primei transformări ($i=1$) se deschide ventilul 8, se acționează asupra manivelei 4, efectuându-se un număr de rotații n_1 , astfel încât la manometrul 6 să se poată citi o presiune p_1 . Se va lăsa instalația în această stare circa 2-3 minute. Dacă presiunea p_1 rămâne constantă, măsurătoarea este corectă, trecându-se valoarea acesteia în coloana p_i a primei linii din tabel. În aceeași linie, în coloana n_i se va trece numărul de rotații ale manivelei n_1 .

b. Pentru determinarea parametrilor aferenți celei de a doua etape, ($i=2$), se imprimă manivelei, un număr de rotații n_2 , corespunzător cărora se va putea citi la manometrul 6, valoarea presiunii p_2 . Se așteaptă 2-3 minute și dacă valoarea presiunii p_2 rămâne constantă, se trec în linia a doua a tabelului datele citite.

c. Pentru determinarea parametrilor aferenți celorlalte etape ($i = 3 \div 6$) se repetă pasul "b"

2.6 Prelucrarea rezultatelor

Pentru fiecare transformare izotermă i , se calculează:

- Variația presiunii:

$$\Delta p_i = p_i - p_{i-1}.$$

- Variația de volum ΔV_i ca fiind volumul dizlocat prin deplasarea pe o distanță L_i a pistonului cu diametrul D :

$$\Delta V_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot n_i \cdot h.$$

unde:

n_i reprezintă numărul de rotații ale manivelei la transformarea respectivă;

h_i reprezintă pasul filetului șurubului.

În cazul instalației utilizate $h_i = 2\text{mm}$ și $D = 2\text{cm}$.

- Volumul final:

$$V_i = V_{i-1} - \Delta V_i.$$

unde:

V_{i-1} reprezintă volumul ocupat de fluid înainte a face cele n_i rotații ale manivelei aferente transformării i .

- Coeficientul de compresibilitate β_i :

$$\beta_i = -\frac{1}{\Delta p_i} \cdot \frac{\Delta V_i}{V_{i-1}}$$

- Coeficientul de elasticitate E_i :

$$E_i = \frac{1}{\beta_i}$$

Coeficientul de compresibilitate izotermă β respectiv modulul de elasticitate E al lichidului utilizat se determină ca medie aritmetică a valorilor β_i respectiv E_i : $\beta = \frac{\sum \beta_i}{i}$; $E = \frac{\sum E_i}{i}$

Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

Noțiuni teoretice

1. Ce este proprietatea de compresibilitate?
2. Ce este elasticitatea?
3. Ce diferență există din punct de vedere al acestor proprietăți între lichide și gaze și cui se datorează acestea?
4. Care sunt mărimile care cuantifică aceste proprietăți ale fluidelor (relații de definiție, semnificația mărimilor care intervin în relații, unitați de măsură în SI)?
5. Prezentați succint metoda prin care se poate determina experimental coeficientul de compresibilitate/elasticitate al unui ulei.

Tabel rezultate

Mărimi măsurate				Mărimi calculate									
Nr. trans. i	Nr. rot. n_i	Presiunea inițială $p_{i-1} [N/m^2]$	Presiunea finală $p_i [N/m^2]$	Variația presiunii $\Delta p_i [N/m^2]$	Variația volumului $\Delta V_i [m^3]$	Volum inițial $V_{i-1} [m^3]$	Volum final $V_i [m^3]$	$\beta_i [m^2/N]$	$E_i [N/m^2]$	$\beta [m^2/N]$	$E [N/m^2]$		
1													
2													
3													
4													
5													
6													
Denumire Lichid:													

DETERMINAREA VISCOZITĂȚII LICHIDELOR PRIN METODA CORPULUI ROTITOR

3.1. Considerații teoretice

Viscozitatea este proprietatea fluidelor de a se opune deformărilor care nu determină reduceri considerabile ale volumului, prin dezvoltarea unor tensiuni tangențiale de frecare la nivelul suprafeței de separație dintre două particule sau straturi de fluid, între care există diferențe de viteze. Având în vedere că mișcarea fluidelor poate fi considerată ca un proces de deformare continuă a acestora, viscozitatea reprezintă o măsură a rezistenței la mișcare a fluidelor.

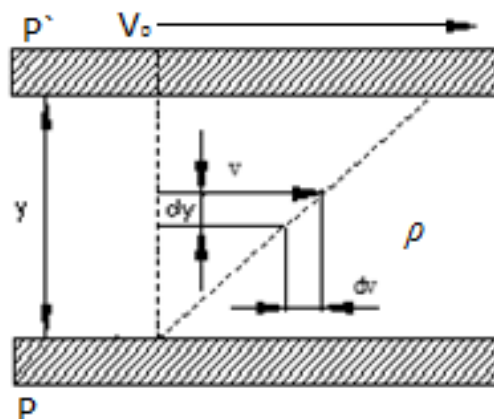


Figura 3.1. Exeriența lui Newton

Definirea acestei proprietăți se face considerind mișcarea de forfecare simplă a unui fluid cuprins între două plane orizontale paralele, planul inferior fiind în repaus în timp ce planul superior se mișcă cu viteză constantă. În figura 3.1 care ilustrează această mișcare de forfecare, cunoscută și sub numele de experiența lui Newton, placa P' de arie A se deplasează cu viteza constanta V_0 , paralel cu placa fixă P, situată la distanța y.

Datorită „frecării interne” în lichidul de densitate ρ , dispus în straturi paralele infinitezimale de grosime dy, se va stabili o stare de mișcare. Astfel, straturile aflate în contact direct cu plăcile, vor avea aceeași viteză cu acestea în timp ce straturile intermediare vor aluneca unele peste altele, cu viteze v proporționale cu distanța până la placa fixă. Prin urmare, în fluidul în mișcare va exista un gradient de viteză după o direcție normală pe direcția de deplasare, numit și viteză de deformare sau viteză de forfecare:

$$\frac{dv}{dy} = \frac{v_0}{y} \quad (3.1)$$

Viscozitatea se va manifesta printr-o forță care se opune mișcării plăcii superioare, numită forță de frecare vâscoasă a cărei expresie este:

$$F_f = \mu A \frac{v_0}{y} \quad (3.2)$$

și care raportată la suprafață, conduce la tensiunea tangențială datorată frecării, numită și tensiune de forfecare:

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \mu \frac{v_0}{y} \quad (3.3)$$

În caz general, ținând cont de relația (3.1), se poate scrie că tensiunea tangențială de forfecare care apare între două straturi situate la distanța dy și între care există o diferență de viteză dv are expresia dată de relația lui Newton:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (3.4)$$

Fluidele care respectă această relație se numesc fluide *newtoniene* (ex. apă, aer, ulei), iar cele care nu o respectă se numesc *nenewtoniene* și formează obiectul de studiu al reologiei (figura 3.2).

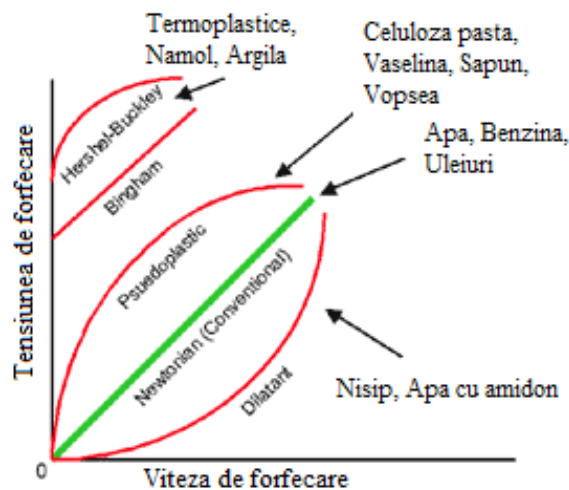


Figura 3.2. Curbe de curgere fluide newtoniene și nenewtoniene

Coeficientul de proporționalitate μ se numește coeficient de viscozitate dinamică sau, pe scurt, viscozitate dinamică și, prin ipoteză, pentru fluidele newtoniene, nu depinde de gradientul vitezei, având valoare constantă la o temperatură și presiune dată.

Viscozitatea dinamică exprimată din relația 3.4 are expresia:

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} \quad (3.5)$$

Deoarece nici tensiunea tangențială nici viteza de deformație care intervin în expresia (3.5) a viscozității dinamice nu reprezintă mărimi caracteristici ale fluidelor, pentru caracterizarea viscozității acestora s-a introdus un alt coeficient, numit de viscozitate cinematică¹, care stabilește o legătură directă între proprietatea de viscozitate și natura fluidului (caracterizat prin densitatea, ρ):

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.6)$$

¹ denumire sugestivă care o completează pe cea de viscozitate într-o serie de lucrări de referință.

Dimensional, pentru viscozitatea dinamică η se scrie expresia:

$$[\mu] = \frac{[\tau]}{\left[\frac{dv}{dy}\right]} = \frac{LMT^{-2} / L^2}{LT^{-1} / L} = L^{-1}MT^{-1}.$$

Iar pentru viscozitatea cinematică

$$[v] = \frac{[\mu]}{[\rho]} = \frac{L^{-1}MT^{-1}}{L^{-3}M} = L^2T^{-1}$$

Unitățile de măsură în SI sunt:

$$\langle \mu \rangle_{SI} = \frac{kg}{ms} = \frac{N \cdot s}{m^2} = Pa \cdot s$$

$$\langle v \rangle_{SI} = \frac{m^2}{s}$$

În practică se utilizează curent unitățile din sistemul C.G.S. numite:

Poise, pentru viscozitatea dinamică

$$1 \text{ Poise (1P)} = 1 \frac{\text{dyna}}{\text{cm}^2} \cdot s = 1 \frac{\text{g}}{\text{cm} \cdot s} = 0.1 \text{ Pa} \cdot s$$

Stokes, pentru viscozitatea cinematică

$$1 \text{ Stokes (St)} = 1 \frac{\text{cm}^2}{s} = 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{s}.$$

Determinarea viscozității lichidelor se poate face prin mai multe metode: metoda corpului căzător, metoda corpului rotitor, metoda corpurilor vibratoare, metoda Engler, etc.

3.2 Obiectivele lucrării

- Prezentarea metodei de determinare a viscozității prin metoda corpului rotitor.
- Determinarea viscozității și trasarea curbei de curgere pentru un fluid Newtonian (ulei hidraulic) și pentru un fluid nenewtonian folosind aparatul RHEOTEST.

3.3 Principiul metodei de determinare a viscozității prin metoda corpului rotitor

Metoda corpului rotitor poate fi utilizată pentru determinarea viscozității atât a fluidelor newtoniene cât și a celor nenewtoniene. Aparatele care servesc la determinarea viscozității prin această metodă se numesc viscozimetre rotaționale.

În principiu un viscozimetru rotațional constă din două piese coaxiale care conțin în spațiul dintre ele fluidul investigat (Figura 3.3). Pentru determinarea viscozității sau a altor proprietăți reologice ale fluidului (tensiuni de forfecare, tensiuni de prag, histerezis, etc.) una dintre piese i se impune o mișcare de rotație cu viteza unghiulară constantă ω . Fluidul, datorită viscozității sale, va transmite mișcarea celei de-a doua piese. Aceasta, sub acțiunea momentului dat de forța de frecare vâscoasă care acționează pe suprafața ei (momentul rezistiv) va avea tendința să se

rotească în jurul axei sale, în același sens cu prima. Pentru a imobiliza ce-a de-a doua piesă va trebui să i se aplice acesteia un cuplu cu aceeași valoare a momentului M dar în sens contrar.

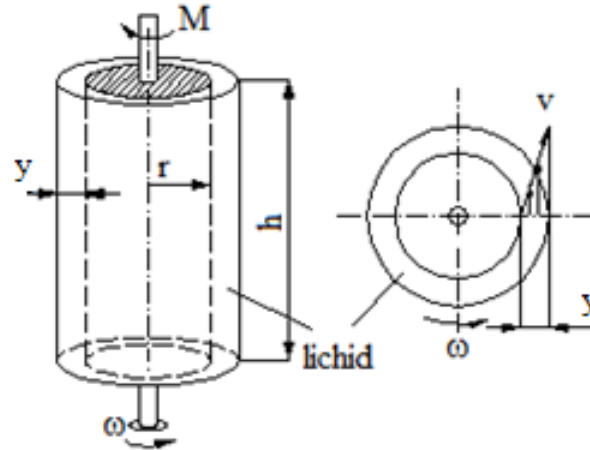


Figura 3.3. Viscosimetru rotațional

În cazul în care cele două piese sunt doi cilindri coaxiali (viscosimetru Couette), cu notațiile din figura 3.3 se poate scrie pentru momentul M expresia:

$$M = r \cdot A \cdot \tau_0 \quad (3.7)$$

unde: A - reprezintă aria laterală a cilindrului interior

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot h \quad (3.8)$$

iar τ_0 - reprezintă tensiunea de forfecare:

$$\tau_0 = \mu \cdot \frac{dv}{dr} \quad (3.9)$$

cu $\frac{dv}{dr} = D_r$ - viteza de forfecare.

Ținând cont de faptul că distanța y , dintre cei doi cilindri este foarte mică se poate scrie că:

$$D_r = \frac{dv}{dr} = \frac{v_0}{y} \quad (3.10)$$

Respectiv:

$$\tau_0 = \mu \cdot \frac{v_0}{y} \quad (3.11)$$

în care v_0 se poate aproxima ca fiind:

$$v_0 = \omega \cdot r \quad (3.12)$$

Utilizând relațiile (3.7-3.12) viscozitatea dinamică se poate exprima sub formă:

$$\mu = \frac{\tau_0}{D_r} = \frac{M \cdot y}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot v_0} = \frac{M \cdot y}{2 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot h \cdot \omega} \quad (3.13)$$

Prin urmare, pentru un sistem de cilindri cu geometria cunoscută și pentru o viteză de rotație dată, prin măsurarea cu precizie ridicată a valorii momentului rezistiv dat de forțele de frecare vâscoasă, se poate determina cu acuratețe viscozitatea fluidului investigat.

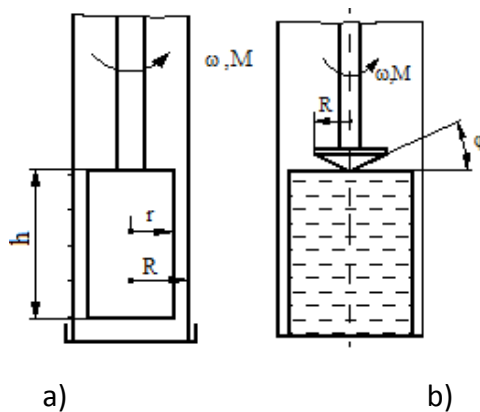


Figura 3.4. Viscosimetru rotațional a) cu cilindru, b) cu con-placă

În cazul aparatului Rheotest principiul de măsurare a momentului M este același indiferent dacă cele două piese coaxiale, care constituie sistemul (geometria) de măsurare, sunt:

a) doi cilindrii (tip Couette), cu mențiunea că la acest aparat cilindrul interior, de rază r și înălțime h este cel care se rotește cu viteza unghiulară ω , în timp ce cilindrul exterior (incinta) este fix.

b) un con de rază R care se rotește cu viteza unghiulară constantă ω și o placă fixă, cu un unghi φ de 0.30° între ele.

Piesa care se rotește cu viteza unghiulară ω (cilindrul interior în cazul sistemului cu doi cilindrii sau conul în cazul sistemului con-placă) este legată prin intermediul axului de măsurare de un arc elicoidal. Deviarea spirelor arcului reprezintă o măsură a momentului efectiv M . Această deviere este sesizată de un potențiomtru rezistiv cu montaj în punte, la care variația diagonalei punții este proporțională cu momentul de rotație M al spirei arcului.

Prin urmare mărimea care ne interesează, momentul de rotație M , este transformată într-un semnal electric analog (curentul electric) a cărui intensitate este exprimată prin numărul de diviziuni α indicate de acul instrumentului de măsurare/afișare. Intensitatea α a curentului din diagonala punții este proporțională nu doar cu momentul de rotație M ci și cu tensiune de forfecare τ_0 din fanta inelară dintre cei doi cilindrii sau din spațiul dintre con și placă.

Valorile tensiunii de forfecare τ_0 și a vitezei de forfecare D_r se pot calcula exact.

Pentru sistemul de doi cilindrii, τ_0 și D_r nu sunt constante în fanta inelară. De aceea se tinde spre un raport $\frac{r}{R} \approx 1$ și se consideră o mișcare laminară pentru fluidul situat între două suprafețe cilindrice aflate în mișcare relativă.

Sunt valabile atunci relațiile:

$$\tau_0 = \frac{M}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot r^2} \quad (3.14)$$

$$\tau_0 = z \cdot \alpha \quad (3.15)$$

unde z este o constantă ce depinde de geometria sistemului de măsurare și de constanta arcului.

$$D_r = \frac{2 \cdot \omega \cdot r}{R^2 - r^2} \quad (3.16)$$

$$\mu = \frac{\tau_0}{D_r} \quad (3.17)$$

Dacă se utilizează sistemul de măsurare con-placă viscozitatea μ se va calcula tot cu formula 3.13, dar τ_0 și D_r , care în acest caz sunt constante în spalt, vor fi date de expresiile:

$$\tau_0 = \frac{3 \cdot M}{2 \cdot \pi \cdot R^3} \quad (3.18)$$

$$\tau_0 = c \cdot \alpha \quad (3.19)$$

unde c - o constantă ce depinde de geometria sistemului de măsurare și de constanta arcului

$$D_r = \frac{\omega}{\operatorname{tg} \varphi} \quad (3.20)$$

Așa cum reiese din expresiile de mai sus, unei geometri de măsurare date și unei viteze de rotație ω reglate îi corespunde o valoare calculată a vitezei de forfecare D_r .

Având în vedere modul în care se face antrenarea în mișcare de rotație a axului de măsurare, turația acestuia poate fi aleasă dintr-o gamă de 24 de valori.

Vitezele de forfecare D_r , calculate pentru fiecare din vitezele de rotație ω corespunzătoare acestor valori ale turației și pentru fiecare geometrie de măsurare disponibilă, sunt date tabelar, în anexa 3.

Cunoașterea, în urma măsurătorilor, a indicației α , corespunzătoare fiecărei turații respectiv viteze de forfecare reglate, face posibilă calcularea valorii exacte a tensiunii de forfecare și ulterior a valorii viscozității dinamice a fluidului studiat.

În cazul în care se urmărește determinarea viscozității dinamice a unui lichid newtonian, este suficientă efectuarea unei singure măsurători, la orice valoare reglată a turației (respectiv a lui ω) dat fiind faptul că, așa cum se cunoaște deja, pentru acest tip de lichide valoare viscozității nu depinde de viteza de forfecare D_r , calculată pentru fiecare valoare a lui ω .

Se vor face o serie de determinări, la valori diferite ale turației reglate respectiv ale valorilor D_r corespunzătoare acestora. Valoarea viscozității corespunzătoare unei valori date a vitezei de forfecare se numește viscozitate aparentă: $\mu = f(D_r)$.

Caracterizarea comportamentului reologic al unui fluid nenewtonian se face pe baza "curbei de curgere" a fluidului, denumire care este folosită pentru reprezentarea grafică a dependenței, $\tau_0 = f(D_r)$. De menționat că tangentele la grafic în fiecare punct al acestuia, nu reprezintă altceva decât valoare viscozității aparente a fluidului.

Pentru o caracterizare cât mai exactă a comportamentului reologic al unui fluid nenewtonian se recomandă utilizarea combinată a sistemelor de măsurare cu cilindrii (a) respectiv con-placă (b).

Acesta din urmă permite solicitarea fluidului cu viteze de forfecare D_r , implicit tensiuni de forfecare τ_0 mai mari decât sistemul cu cilindrii: D_r între $0.2 \div 1300 \text{ s}^{-1}$ pentru (a) și între $5.6 \div 4860 \text{ s}^{-1}$ (b) iar τ_0 între $1.6 \div 300 \text{ Pa}$ pentru (a) și între $40 \div 20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ pentru (b).

Utilizarea combinată a celor două sisteme oferă posibilitatea extinderii domeniului de încercări. Cu sistemul cu cilindri se pot măsura viscozități în domeniul $1 \div 1.8 \cdot 10^7$ cP (mPaS) iar cu sistemul con-placă, în domeniul $8 \div 4 \cdot 10^7$ cP (mPaS).

Valoarea viscozității unui lichid trebuia însoțită de precizarea temperaturii la care a fost determinată. Rheotest2 permite măsurători ale viscozității fluidului în domeniul de temperaturi -60° +150°C.

3.4 Descrierea aparaturii

Aparatul Rheotest2, prezentat în figura 3.5, se compune din două module distincte A și B, interconectate prin cablul electric (53).

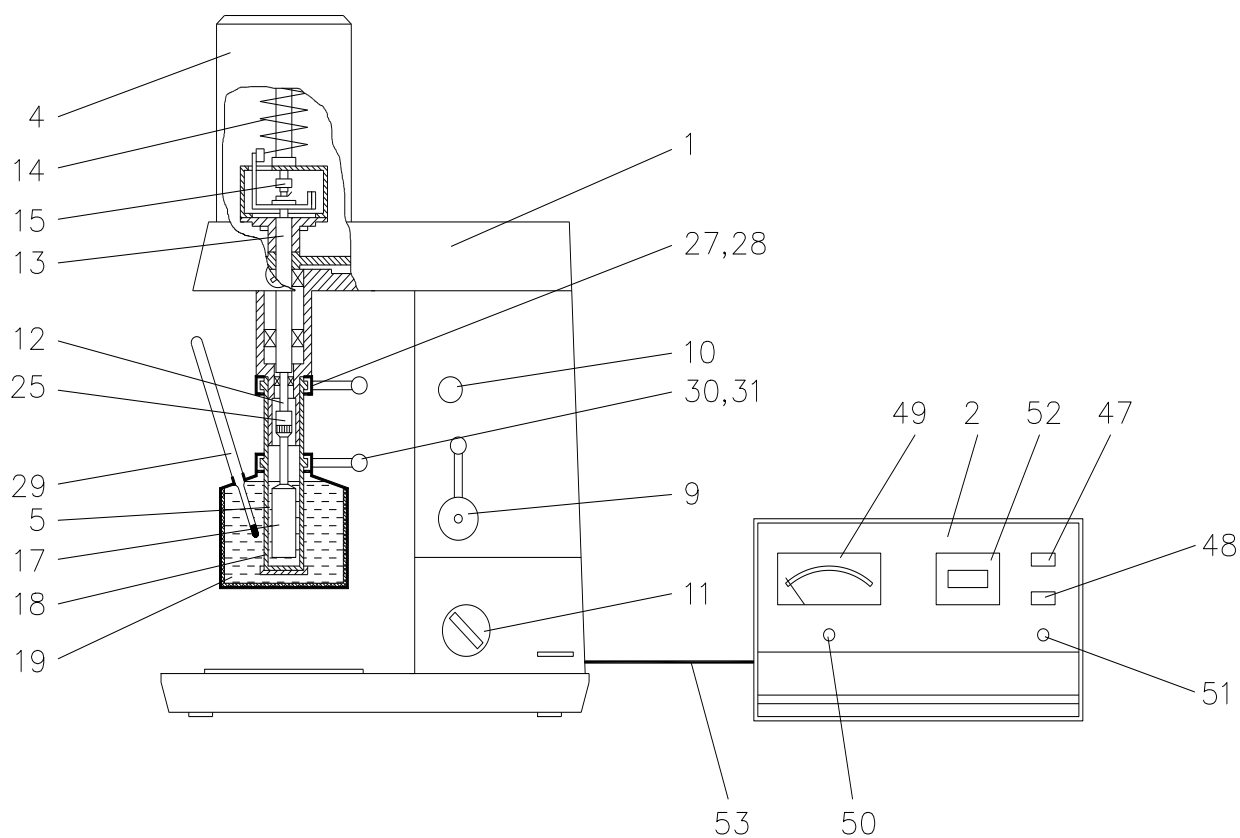


Figura 3.5 Aparatul Rheotest2

Modulul A - viskozimetrul propriu-zis conține:

- a) *Partea de antrenare* constituită din: motorul sincron cu comutarea numărului de poli (6), cutia de viteze cu 12 trepte (7), consola de transmisie (8);
- b) *Mecanismul de măsurare* (4) care este un convertizor de cuplu mecano-electric. Rotațiile relative ale axului de măsurare (12) față de axul de antrenare (13), efectuate împotriva acțiunii dinamometrului cu 2 trepte (14) sunt redată cu dinamometrul cuplat la potențiometrul (15) montat în punte; semnalul real "momentul de rotație al spirei" se transformă analog într-un curent electric proporțional.
- c) *Sistemul de măsurare* este disponibil în două variante:

- *sistemul cu cilindrii*: cilindrul rotitor (17), cilindrul incintă (18) și recipientul termostatic (19). Există 5 perechi de cilindrii conjugați, care se aleg în funcție de viscozitatea fluidului: N - pentru valori inferioare, $S(S_1, S_2, S_3)$ pentru valori medii și H pentru valori superioare ale viscozității.

- *sistemul cu placă*: con rotitor în 3 variante: K₁, K₂, K₃, placa fixă, ghidajul plăcii fixe și traductorul de temperatură.

Modulul B - conține sursa de alimentare precum și partea electronică, de măsurare și de afișare a rezultatelor. Întrerupătoarele (47), (48) permit pornirea-oprirea, independente, a motorului respectiv a mecanismului de măsurare.

3.5 Modul de desfășurare a lucrării

Înainte de începerea măsurărilor, este obligatorie verificarea/aducerea la 0 a instrumentului de afișare. Pentru aceasta, după conectarea la rețea a aparatului, se execută următorii pași:

1) cilindrul rotitor, ales conform tabelului III din cartea tehnică a aparatului, se fixează în axul de măsurare (12) prin intermediul cuplajului (25).

2) se verifică dacă acul indicator este în punctul de 0 al scalei, și dacă nu, se face o punere la 0, mecanic cu butonul (50).

3) se pune în funcțiune aparatul, acționând întâi întrerupătorul (48), apoi întrerupătorul (47). Se alege treapta de turație 8a, cu ajutorul levierului (9) și al comutatorului (11). Se verifică punctul de 0 pe scala (49) a aparatului și (dacă este necesară) aducerea la 0, cu ajutorul butonului (51).

Se introduce apoi în cilindrul incintă (18), fluidul investigat căruia i s-a măsurat temperatura.

Se fixează cilindrul incintă (18), pe mecanismul de măsurare (4), asigurându-se centrarea față de cilindrul rotitor (17) și se blochează cu inelul de prindere (27).

Se verifică în continuare legăturile realizate precum și cuplarea electrică a celor două module după care se poate trece la efectuarea măsurărilor.

Cu ajutorul întrerupătoarelor (48) și (47) se pornesc mecanismul de măsurare și motorul de antrenare al arborelui principal.

Se alege treapta de turație dorită, cu ajutorul levierului (9) și a comutatorului (11) și se citește deviația α a acului indicator (49) precum și frecvența curentului din rețea, pe frecvențmetrul (52).

Dacă fluidul este unul nenenewtonian, și interesează comportamentul său reologic și trasarea curbei de curgere se fac o serie de măsurători, după modelul de mai sus, cu precizarea că e recomandat să se înceapă cu treptele de turație (1a, 2a ..., 12a) și, dacă este nevoie de mai multe puncte să se treacă la treptele de turație (1b, 2b, ..., 12b). În cazul în care vrem să extindem și mai mult domeniul vitezelor de forfecare se poate înlocui sistemul de măsurare cu cilindrii cu cel con-placă.

3.6 Prelucrarea rezultatelor

În funcție de alegerea făcută pentru:

- tipul sistemului de măsurare;
- perechea de cilindrii, respectiv tipul de con;
 - domeniul I sau II al tensiunilor tangențiale reglat prin comutatorul de domeniu (16) al dinamometrului;

Se aleg din Anexa 3, valoarea constantelor z , respectiv c și valorile pentru vitezele de forfecare D_r corespunzătoare fiecărei trepte de turație reglate.

Cu aceste date, considerând și deviația α a acului indicator (numărul de diviziuni), se poate determina tensiunea de forfecare τ_0 , calculată după caz cu formula (3.15) sau (3.19), și ulterior viscozitatea cu formula:

$$\mu = \frac{\tau_0}{D_r} \cdot 100 \quad (3.21)$$

Pentru fluidele newtoniene, viscozitatea aparentă se calculează cu formula:

$$\mu = \tau_0 \cdot f \quad (3.22)$$

unde

$$f = 100 \cdot D_r^{-1} \quad (3.23)$$

Valoarea lui f este dată ca și cea a lui D_r , pentru fiecare turație și fiecare geometrie de măsurare în Anexa 3.

Datele cunoscute, valorile măsurate și cele calculate se vor centraliza în tabelul următor, după care se vor trasa "curbele de curgere" care reprezintă grafic dependențele $\tau_0 = f(D_r)$.

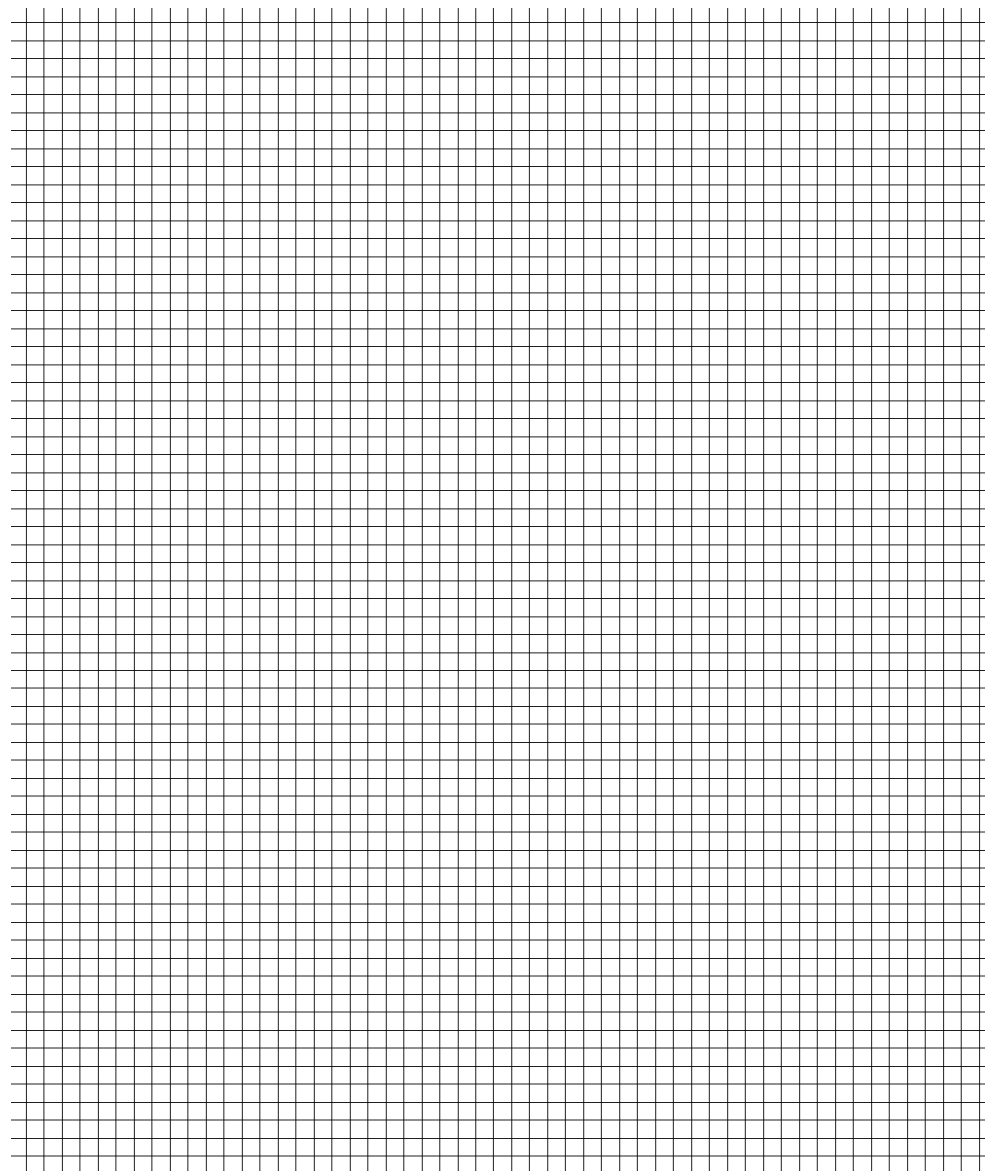
Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

Noțiuni teoretice

1. Ce înțelegeți prin proprietatea de viscozitate?
2. Care sunt mărimile care cuantifică această proprietate a fluidelor? (relații de definiție, semnificația mărimilor, unitățile de măsură în SI și CGS și relațiile de conversie între acestea)
3. Ce dependență este reprezentată grafic prin "curba de curgere" a unui fluid?
4. Care este diferența dintre fluidele newtoniene și cele nenevtoniene?
5. Prezentați succint principiul de determinare a viscozității prin metoda corpului rotitor. Care sunt avantajele acestei metode?

Reprezentare grafică – Curba de curgere a fluidului



STUDIUL INFLUENȚEI TEMPERATURII ASUPRA VISCOZITĂȚII LICHIDELOR

4.1 Considerații teoretice

Viscozitatea fluidelor este puternic influențată de temperatură. Consecință a structurii lor moleculare și a forțelor intermoleculare, variația viscozității cu temperatura este diferită în cazul lichidelor și al gazelor. Astfel, creșterea temperaturii determină, în cazul lichidelor o scădere a viscozității acestora iar în cazul gazelor o creștere a viscozității.

În literatura de specialitate se găsesc relații empirice care exprimă influența temperaturii asupra viscozității lichidelor, respectiv a gazelor. Aceste relații sunt valabile pentru anumite fluide, în anumite intervale de variație a temperaturii. Atunci când se urmărește determinarea viscozității unui lichid la o anumită temperatură și/sau trasarea curbei de variație a viscozității unui lichid cu temperatura se poate recurge la un experiment simplu în care se utilizează metoda corpului căzător.

Metoda de determinare a viscozității cu corpul căzător (aparatură Höppler) are la bază legea lui Stokes, care stabilește rezistența ce o întâmpină un corp sferic, când se deplasează într-un fluid cu viteză constantă.

Se consideră o sferă omogenă de densitate ρ_0 care cade cu viteză constantă într-un fluid de densitate ρ , a cărui viscozitate se dorește a fi determinată. (Figura 4.1).

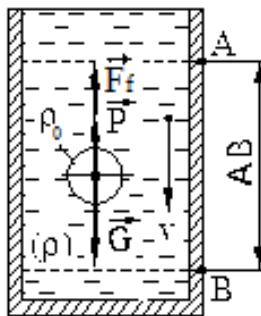


Figura 4.1. Legea lui Stokes

Asupra sferei vor acționa următoarele forțe:

\vec{G} - greutatea sferei;

\vec{P} - forța arhimedică;

\vec{F}_f - forța de frecare.

Echilibrul dinamic al sferei - ținând seama de faptul că $\vec{v} = ct$ ($\vec{a} = 0$) este dat de relația vectorială

$$\vec{F}_f + \vec{G} + \vec{P} = 0 \quad (4.1)$$

Forța de frecare pentru un corp de formă sferică cu raza R a fost stabilită de Stokes și are valoarea:

$$F_f = 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot R \cdot v \quad (4.2)$$

În cazul unei bile, care are greutatea specifică γ_0 și dislocuiește un volum de lichid de greutate specifică γ , forța de greutate și arhimedică, se calculează cu relațiile:

$$G = \gamma_0 V = \rho_0 g V = \rho \cdot g \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \quad (4.3)$$

$$P = \gamma V = \rho g V = \rho g \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \quad (4.4)$$

Aceste valori se înlocuiesc în expresia (4.1) și ținând seama de sensul fiecărei forțe, se poate scrie:

$$6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot R \cdot v + \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \rho \cdot g - \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \rho_0 \cdot g = 0 \quad (4.5)$$

Înregistrând timpul în care bila străbate spațiul dintre două puncte A și B, viteza uniformă se poate calcula cu relația:

$$v = \frac{AB}{t} \quad (4.6)$$

Înlocuind viteza în expresia (4.5), valoarea coeficientului de viscozitate este dată de relația:

$$\mu = \frac{2}{9} \cdot \frac{g}{AB} \cdot R^2 t \cdot (\rho_0 - \rho) \quad (4.7)$$

Deoarece raza bilei, distanța AB și accelerația gravitațională sunt constante pentru același aparat, expresia (4.7) se mai poate pune sub forma:

$$\mu = kt(\rho_0 - \rho) \quad (4.8)$$

în care: k – constanta aparatului, a cărei valoare este

$$k = \frac{2}{9} \cdot \frac{g}{AB} \cdot R^2 \quad (4.9)$$

t – timpul de cădere al bilei între cele două repere A și B;

ρ_0 - densitatea bilei;

ρ - densitatea lichidului.

4.2 Obiectivele lucrării

- Prezentarea metodei de determinare a viscozității cu aparatul Hoppler (metoda corpului căzător).
- Determinarea viscozității dinamice și cinematice, la diferite temperaturi pentru un ulei și trasarea grafică a curbelor care reprezintă influența temperaturii asupra viscozității dinamice și cinematice.

4.3 Descrierea aparaturii

Pentru a evidenția dependența viscozității cu temperatura, obiectivul principal al lucrării, se va utiliza instalația din figura 4.2, compusă din: viscozimetru Höppler (A), termostat (B), furtune de legătură (C).

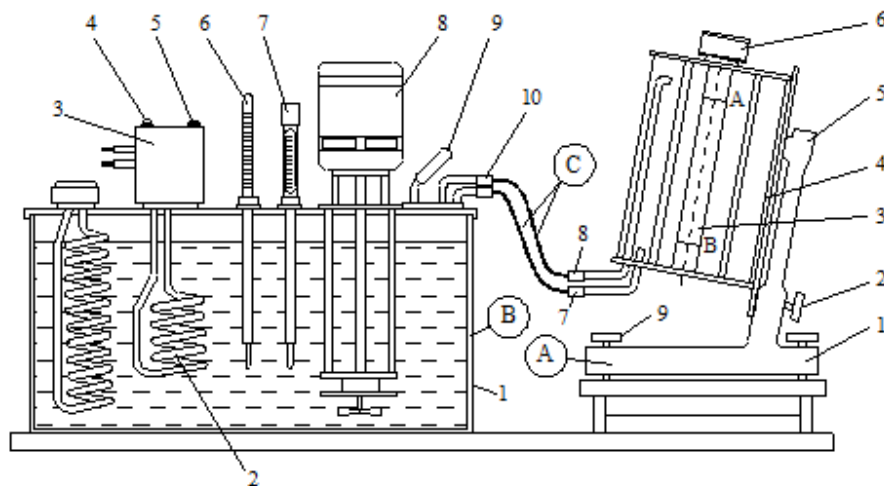


Figura 4.2. Aparatul Hoppler

Viscozimetru Höppler (A) cuprinde următoarele elemente:

- stativ metalic de susținere care permite totodată rotirea aparatului pentru readucerea bilei în poziția inițială;
- șurub de fixare a aparatului pe timpul măsurătorii;
- tub de sticlă în care se introduce bila și lichidul a cărui viscozitate trebuie determinată. Pe acest tub sunt marcate cele două repere A și B;
- tub exterior (manta) în care se introduce lichidul de încălzire;
- nivelă;
- bușon de închidere ermetică a lichidului și bilei;
- racorduri de alimentare cu lichid de încălzire;
- șuruburi pentru realizarea poziției orizontale a aparatului.

Viscozimetru poate fi folosit cu diferite sfere din materiale și de diametre diferite.

Termostatul (B) este un aparat cu ajutorul căruia un lichid poate fi încălzit și păstrat la o temperatură constantă.

În această lucrare el realizează gama de temperaturi necesare determinărilor și totodată circulația lichidului de încălzire.

Termostatul conține următoarele elemente:

- rezervor;
- rezistență de încălzire;
- releu de întrerupere și pornire a sistemului de încălzire;
- bec de semnalizare;
- buton pentru pornire/oprire și conectarea unor intensități diferite în rezistența de încălzire;
- termometru cu contact pentru reglarea temperaturii;

- pompă pentru circulația lichidului de încălzire;
- robinet pentru reglarea debitului;
- furtune de legătură.

Lichidul de încălzire care se introduce în rezervorul termostatului, depinde de domeniul de temperatură:

- alcool metilic pentru intervalul de temperatură $-60^{\circ}\div 2^{\circ}\text{C}$;
- apă distilată în cazul determinărilor în intervalul $1^{\circ}\div 90^{\circ}\text{C}$;
- apă plus 20% glicerină pentru intervalul $90^{\circ}\div 110^{\circ}\text{C}$;
- glicerină anhidră pentru temperaturi până la 150°C .

Poziția comutatorului 5 poate fi următoarea:

- 0 - închis;
- H_0 - deschis și corespunde intensității minime în rezistența de încălzire.
- $H_1\div H_4$ corespund pentru puteri crescânde în rezistență.

Astfel $H_1=270\text{W}$, $H_2=400\text{W}$, $H_3=800\text{W}$, $H_4=1200\text{W}$.

Aparatul Höppler prezintă avantajul că are un domeniu destul de larg de măsurare, putând fi întrebuințat pentru păcuri, uleiuri, gaze sau alte fluide transparente care au viscozitate între $10^{-1}\div 10^5$ cP.

4.4. Desfășurarea lucrării

Înainte de începerea măsurătorilor trebuie executate unele lucrări pregătitoare la viscozimetru și termostat.

Cu viscozimetru se fac determinări pentru diferite lichide. De aceea înainte de a se introduce în aparat lichidul destinat măsurătorilor, se curăță bine cu dizolvant și apoi cu un amestec de alcool și eter, tubul 3, sfera, garniturile de etanșare și capacele. De asemenea lichidul destinat măsurătorilor se filtrează pentru înlăturarea impurităților mecanice.

Mărimea și greutatea bilei se alege astfel încât timpul de cădere între cele două repere să fie de min. 30 secunde și maxim 300 secunde.

La termostat se controlează prin intermediul unei nivele care se află pe aparat dacă lichidul de încălzire este suficient. Cunoșcând domeniul de măsurare se alege și se așează în locașul lui termometrul.

Prin furtunurile (C) se realizează legătura între viscozimetru și ultratermostat. Se introduce lichidul de studiat în tubul 3. Se introduce sfera și se realizează prin nivela 5 poziția orizontală a viscozimetrului.

Se desface șurubul de fixare 2 și aparatul se întoarce în așa fel încât sfera să fie menținută între măsurători în poziția superioară. Se fixează temperatura la termometrul de contact 7 și se pornește termostatul cu comutatorul 5. Când becul semnalizator 4 s-a stins, înseamnă că s-a ajuns la temperatura fixată care este citită la termometrul 6. În această situație rezistența de încălzire este întreruptă. Pentru uniformizarea temperaturii în lichidul la care se măsoară viscozitatea după

stingerea becului de semnalizare, se așteaptă aproximativ 10 minute după care se efectuează măsurătoarea.

Se readuce în poziție normală viscozimetrul, iar când sfera a ajuns în dreptul reperului superior A se dă drumul cronometrului și se înregistrează timpul în care bila a străbătut distanța între cele două repere. Se notează temperatura citită la termometrul 6 și timpul de cădere al bilei.

Astfel o măsurătoare este terminată.

Se întoarce din nou viscozimetrul și se fixează la o nouă temperatură. Becul de semnalizare se aprinde, termostatul se pune în funcțiune de la sine, și astfel începe o nouă măsurătoare. Măsurătorile continuă până se epuizează tot domeniul de măsurare.

4.5. Prelucrarea rezultatelor

Pentru calculul viscozității dinamice se folosește relația :

$$\mu = kt(\rho_0 - \rho)$$

iar pentru determinarea viscozității cinematice, relația:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Constanta aparatului k , și densitatea sferei ρ_0 , se iau din anexe, iar densitatea lichidului ρ , se va măsura cu un densimetru sau se va lua din anexe.

Datele măsurate și calculate se trec într-un tabel după care se trasează curbele $\mu=f(\theta)$ și $\nu=f(\theta)$.

Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

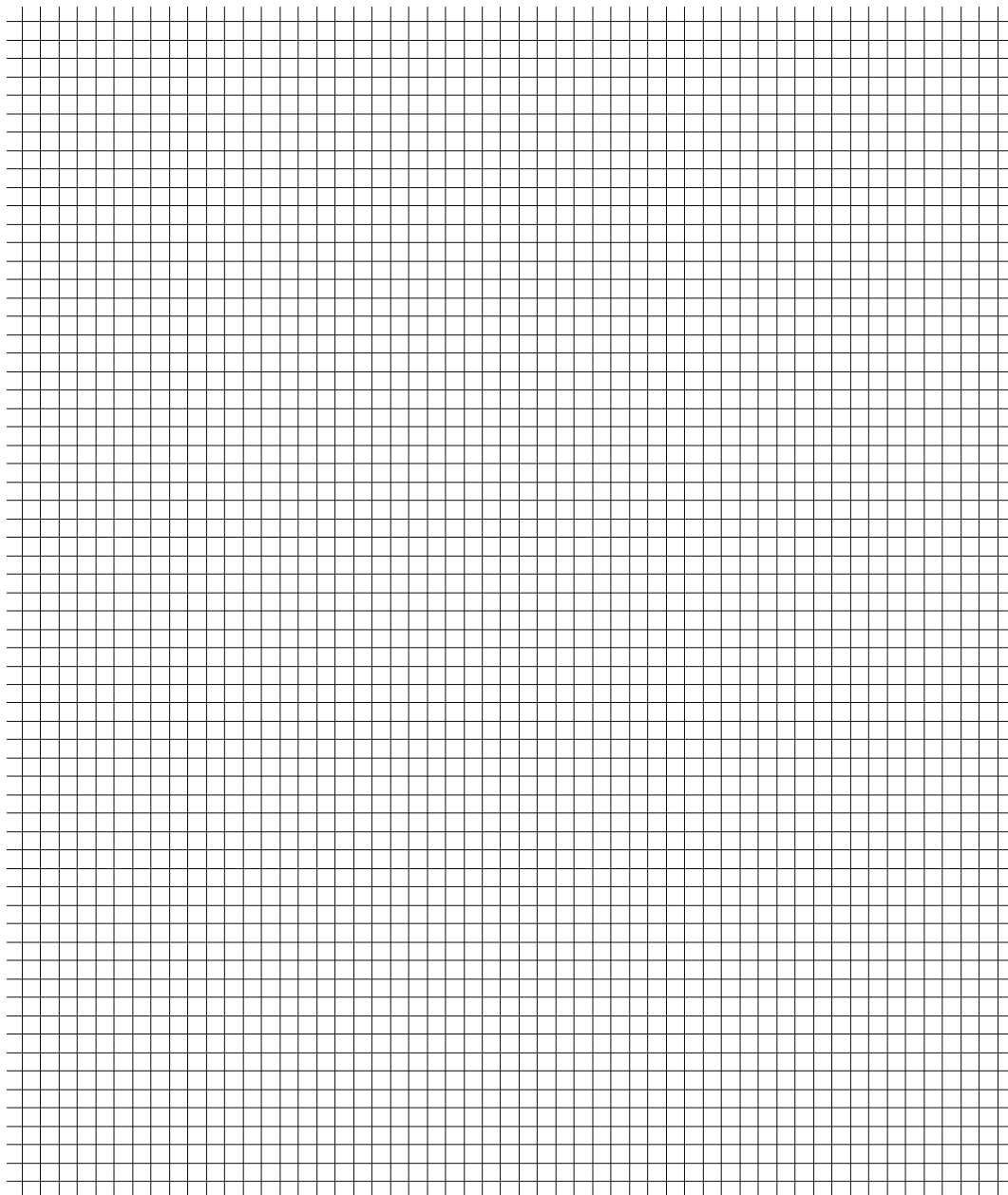
Noțiuni teoretice

1. Ce este proprietatea de viscozitate? Care este legătura între coeficientul de viscozitate dinamică și cea cinematică? Care sunt unitățile de măsură a acestor coeficienți în sistemul CGS?
2. Care sunt factorii care influențează viscozitatea unui fluid?
3. Care este principiul pe care se bazează determinarea viscozității prin metoda corpului căzător? Prezentați succint metoda prin care puteți stabili experimental modul în care viscozitatea unui lichid este influențată de temperatură? Care sunt avantajele acestei metode?
4. Pe baza graficului din Anexa 1, comentați modul în care temperatura influențează viscozitatea.

Tabel rezultate

Ct. aparat k	Densitatea sferei $\rho_0 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Densitatea lichidului $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Temperatura θ [K]	Timp t [s]	Viscozitate dinamică μ [Pa · s]	Viscozitate cinematică ν $\left[\frac{m^2}{s} \right]$
Denumire lichid						

Reprezentare grafică



STUDIUL FENOMENULUI DE CAVITAȚIE

5.1. Considerații teoretice

Cavitația este un proces dinamic de formare, dezvoltare și implozie a unor bule sau cavități umplute cu vapori și gaze, în masa unui lichid. Determinată de scăderea tranzitorie a presiunii locale sub anumite valori critice, cavitația poate fi:

- vapoasă dacă presiunea scade sub nivelul presiunii vaporilor saturați ai lichidului corespunzătoare temperaturii acestuia;

- gazoasă, caracterizată prin difuzia gazului, din lichid în bula cavitațională și prin creșterea lentă a acesteia. În acest caz nu este obligatoriu ca presiunea locală să scadă până la valoarea presiunii de vaporizare a lichidului.

Apariția și dezvoltarea bulelor cavitaționale necesită prezența unor factori favorizanți, numiți germeni cavitaționali. Impuritățile aflate în lichid precum și microfisurile, creștăturile, imperfecțiunile de formă ale corpurilor solide care mărginesc sau vin în contact cu fluidul în mișcare, favorizează reținerea unor volume microscopice de gaz nedizolvat în lichid care constituie nuclee sau germeni de cavitație.

Atunci când presiunea scade local și tranzitoriu atingând valori critice (ex. presiunea de vaporizare), nucleele sau germenii cavitaționali, având o suprafață liberă vor amorșa fenomenul de vaporizare. Datorită gazelor degajate din lichid și a evaporării lichidului înconjurător, nucleele cavitaționale se dezvoltă, devenind bule sau cavități umplute cu un amestec de gaze dizolvate și/sau vapori de lichid. Aceste cavități pot ajunge să cuprindă în interiorul lor chiar particulele solide care au adăpostit germenii cavitaționali.

Bulele cavitaționale, odată formate în zonele de presiune scăzute sunt preluate de către curentul de fluid și transportate în regiuni cu presiuni mai ridicate unde are loc condensarea bruscă a vaporilor din cavități sau lichefierea bulelor de gaz care determină implozia bulelor, adică surparea bruscă a pereților cavitațiilor către interiorul acestora. Această „prăbușire” are loc dinspre peretele supus la o presiune mai mare spre peretele opus, prezența unui perete solid în vecinătatea bulei conduce la surparea asimetrică a acesteia, cu apariția unui microjet care străbate cavitatea.

Impactul dintre peretele bulei cavitaționale și jetul lichid, având diametrul de ordinul 10-100 μm și viteza de ordinul sutelor de metri pe secundă, dă naștere la unde acustice și la emisii de lumină care se produc în mijlocul bulei. De asemenea, undele de presiune care se produc sunt de ordinul 1000 MPa.

Valorile extrem de mari ale presiunii și vitezelor generate în lichidul înconjurător bulei în timpul imploziei, undele de soc emise în punctul final al colapsului precum și impactul microjeturilor lichide, care străbat interiorul bulei, asupra suprafețelor adiacente, atunci când bula

evoluează în imediata vecinătate a acestora, constituie cauza principală a distrugerilor cavitationale.

Distrugerea materialelor supuse fenomenului cavitațional poate avea loc fie într-o perioadă scurtă de timp, în cazul în care acțiunea factorilor distructivi este foarte intensă (cazul în care curgerea are caracter oscilant) sau pe o perioadă mai lungă de timp.

Fenomenul de cavitație poate apărea în aproape toate domeniile tehnicii în care intervine mișcarea fluidelor. Turbinele hidraulice și pompele centrifuge sunt cele mai expuse condițiilor de apariție a cavitației vapoare ale cărei efecte de distrugere a paletelor turbinelor sau a rotoarelor pompelor, de producere de zgomote și vibrații respectiv de modificare a câmpului hidrodinamic sunt cele mai intense. De aceea la proiectarea sistemelor hidraulice se căuta soluții constructive pentru evitarea, pe cât posibil, a creerii condițiilor favorabile scăderii presiunii statice până la valoarea presiunii de vaporizare. Dacă acestea nu pot fi identificate atunci se recomandă utilizarea unor materiale rezistente la eroziunea cavitațională cum ar fi oțelurile inoxidabile pentru componentele expuse riscului de apariție a cavitației.

Din cele arătate mai sus reiese că, în vederea estimării riscului de apariție a cavitației este de interes urmărirea evoluției presiunii statice în domeniul ocupat de fluidul în mișcare.

Pentru exemplificare se consideră curgerea unui fluid ideal, incompresibil printr-o ștrangulare de tip Venturi, formată dintr-un tronson tronconic convergent continuată cu o porțiune cilindrică scurtă numită gâtuire și, la ieșire, un tronson tronconic divergent (vezi Figura 5.1).

Considerând două puncte M1 și M2 pe linia de curent care coincide cu axa conductei astfel încât M1 aparține secțiunii drepte de intrare în ștrangulare S1 iar M2 secțiunii minime din zona gâtuirii S2, diferența dintre presiunile statice p_1 și p_2 dintre cele două puncte poate fi citită fie direct cu ajutorul unor tuburi piezometrice deschise, fie poate fi determinată cu ajutorul unui manometru diferențial.

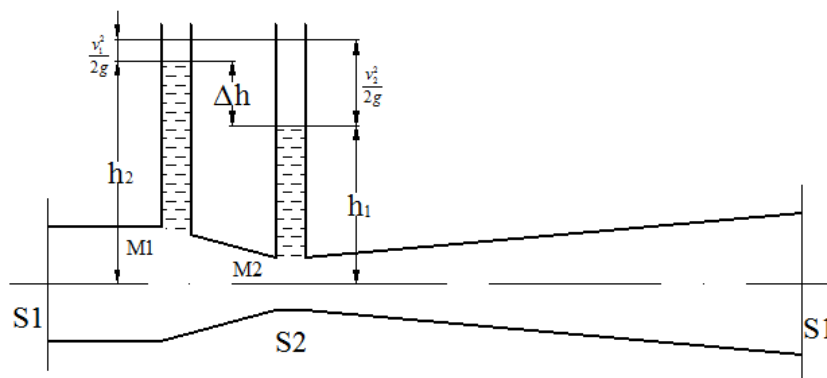


Figura 5.1. Curgerea printr-o ștrangulare de tip Venturi

Conform ecuației de continuitate scrisă între secțiunea S1 de arie A_1 și secțiunea S2 de arie A_2 :

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = Q \quad (5.1)$$

la mișcarea fluidului între cele două secțiuni are loc o creștere a vitezei v_2 din punctul M2 aparținând secțiunii S2 precum și o scădere a presiunii statice p_2 din același punct, conform relației

lui Bernoulli scrisă între punctele M_1 și M_2 , considerând axa de simetrie a tubului drept plan de referință:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (5.2)$$

Din relațiile de mai sus reiese că diferența dintre înălțimile piezometrice $\frac{p_1}{\gamma}$ și $\frac{p_2}{\gamma}$ aferente punctelor M_1 și M_2 (și implicit căderea de presiune între cele două puncte) este direct proporțională cu pătratul debitului de fluid Q :

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = Q^2 \cdot \frac{1}{2gA_2} \left(1 - \frac{v_1^2}{v_2^2} \right) = mQ^2; \quad m > 1. \quad (5.3)$$

Figura 5.2 oferă o reprezentare calitativă a liniilor piezometrice pentru diferite debite. Se reamintește că liniile piezometrice sunt liniile care unesc extremitățile înălțimilor piezometrice aferente punctelor situate de-a lungul traseului parcurs de fluid (ștrangulării).

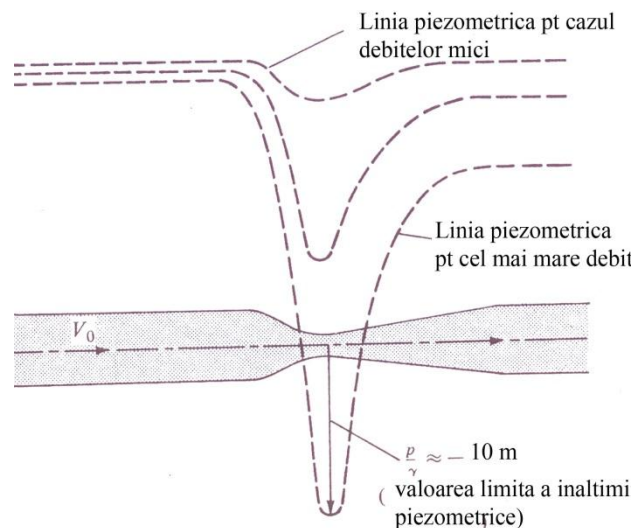


Figura 5.2. Linii piezometrice - tub Venturi

Pentru debite mici și medii, căderea de presiune între secțiunea de intrare și secțiunea minimă este relativ redusă, valoarea presiunii în secțiunea minimă rămânând superioară valorii presiunii de vaporizare, neexistând condiții favorabile apariției cavitației.

Pentru debite mari, linia piezometrică coboară sub axa ștrangulării (considerată axă de referință $p=p_{\text{atmosferic}}$), indicând astfel o scădere a presiunii din zona gâtuirii la valori situate sub cele ale presiunii atmosferice. În această zonă presiunea statică poate coborî până la valoarea presiunii de vaporizare corespunzătoare temperaturii fluidului creând astfel condiția pentru amorsarea fenomenului de cavitație. Apariția cavităților pline cu vapori și gaze în zona gâtuirii împiedică coborârea presiunii în această zonă la valori mai mici decât presiunea de vaporizare. Această valoare limită a presiunii statice din zona gâtuirii nu poate fi depășită chiar dacă se mărește debitul de fluid care trece prin ștrangulare, dar în acest caz se extinde zona în care pot fi vizualizate bule cavitaționale.

În vederea estimării riscului de apariție a cavitației într-un curent de fluid s-a introdus numărul de cavitație σ :

$$\sigma = \frac{P_0 - P_{\text{vaporizare}}}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (5.4)$$

Semnificația mărimilor din această relație devine clară dacă ne referim la cazul strângulării tip Venturi discutat mai sus și la relația lui Bernoulli (5.2) și a consecinței acesteia (5.3). Astfel $p_0 = p_1$ reprezintă presiunea statică în amonte de strângulare (curent neperturbat), $p_{\text{vaporizare}} = p_2$ reprezintă valoarea minimă a presiunii statice ce poate fi atinsă în zona gâtuirii iar $v =$ viteza în amonte de strângulare.

Probabilitatea de apariție a cavitației în zona gâtuirii este cu atât mai mică cu cât σ ia valori mai mari. Dacă cavitația apare, mărirea numărului de cavitație prin creșterea corespunzătoare a presiunii statice p_0 sau prin reducerea vitezei v în amonte de strângulare va duce la dispariția fenomenului.

5.2 Obiectivele lucrării

- Punerea în evidență a apariției fenomenului de cavitație la curgerea printr-un traseu profilat de tip Venturi (format dintr-un ajutor convergent-o porțiune cilindrică scurtă numită gâtuire -un tronson divergent la ieșire).
- Stabilirea condițiilor de apariție a cavitației . Sesizarea diferențelor dintre degajarea aerului dizolvat în apă (cavitația gazoasă) și formarea bulelor de cavitație care conțin vapori.
- Stabilirea modului în care poate fi prevenită apariția fenomenului.

5.3 Metode utilizate

1. Calitativ, această evidențiere se va face prin vizualizarea bulelor cavitationale și detectarea zgomotului produs la implozia acestora.

2. Măsurarea presiunii statice în zona gâtuirii și compararea acesteia cu valoarea presiunii de vaporizare a lichidului corespunzătoare temperaturii la care se fac măsurătorile.

3. Creșterea presiunii statice a lichidului prin restricționarea curgerii în aval de traseul profilat.

5.4 Descrierea aparaturii

Observarea fenomenului de cavitație se va face cu ajutorul aparatului pentru demonstrarea apariției cavitației furnizat de firma Armfield (Figura 5.3 și Figura 5.4) care va fi utilizat împreună cu Unitatea Hidraulică furnizată de aceeași firmă.

În conformitate cu numerotarea din Figura 5.4, componentele aparatului pentru demonstrarea apariției cavitației sunt:

1. Manometru tip Bourdon (domeniu de măsurare 0÷2 bar) conectat la priza de presiune din amonte de ajutorul convergent.

2. Vacuometru tip Bourdon (domeniu de măsurare 0÷1 bar vacuum, indicând 0 bar la presiunea atmosferică și -1 bar la 0 absolut) conectat la priza de presiune din zona gâtuirii.
3. Manometru (domeniu de măsurare 0÷1 bar) conectat la priza de presiune din amonte de ajutorul divergent.
4. Suport.
5. Supapa cu bilă care permite creșterea presiunii statice din zona de testare. Pentru a evita deteriorarea manometrelor care ar putea fi provocate de creșterea presiunii până la valori foarte ridicate, bila supapei este perforată.
6. Racord tub flexibil ieșire (evacuare).
7. Zona de testare a apariției cavitației.
8. Racord tub flexibil de intrare (alimentare).
9. Supapa cu diafragmă cu posibilitatea reglării fine a secțiunii de curgere și implicit a debitului prin zona de testare.



Figura 5.3. Modul pentru demonstrarea cavitației

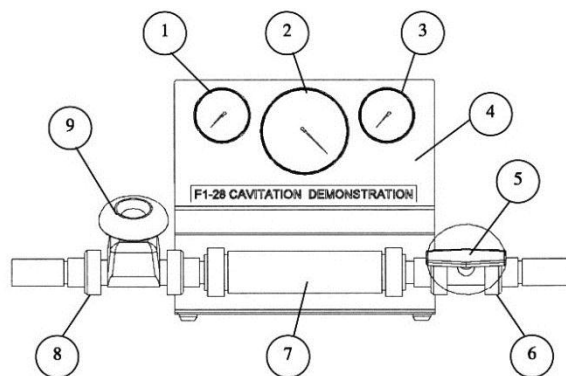


Figura 5.4. Componentele modulului pentru demonstrarea cavitației

Zona de testare 7 a aparatului constă dintr-un bloc cilindric transparent, prelucrat interior astfel încât să asigure un traseu de curgere profilat, de forma unui tub Venturi, având următoarele dimensiuni (vezi Figura 5.5):

- Diametrul secțiunii de intrare în ajutorul convergent $D = 16$ mm;
- Lungimea tronsonului convergent $L_{\text{convergent}} = 33$ mm;
- Diametrul porțiunii cilindrice intermediare (gâtuire) $d = 4.5$ mm;
- Lungimea porțiunii cilindrice intermediare (gâtuire) $L_{\text{gâtuire}} = 20$ mm;
- Diametrul secțiunii de ieșire din ajutorul divergent $D = 16$ mm;
- Lungimea tronsonului divergent $L_{\text{divergent}} = 55$ mm.

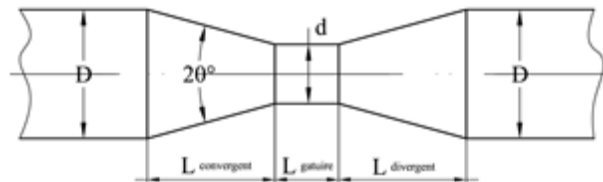


Figura 5.5. Forma geometrică a unui tub Venturi

5.5 Modul de desfășurare a lucrării

1. Se așează suportul aparatului pentru demonstrarea cavităției pe platforma superioară a unității hidraulice de bază

2. Se conectează tubul flexibil de la intrare la racordul de alimentare al unității de bază (după îndepărtarea prealabilă a cuplei rapide de culoare galbenă a acestuia) iar tubul flexibil de evacuare se poziționează astfel încât apa să curgă în rezervorul volumetric al unității de bază prin piesa de liniștire, pentru a evita apariția unor perturbații.

3. Se deschide complet supapa cu bilă 5 și se închide complet supapa cu diafragmă 9

4. Se închide robinetul de control al unității de bază. Se pornește pompa ce echipează unitatea de bază și apoi se manevrează ușor robinetul de control până la deschiderea lui completă.

5. Se deschide ușor supapa cu diafragmă 9 asigurându-se umplerea completă a secțiunii de testare și a tuburilor flexibile, fără a introduce aer în circuit.

6. Se continuă deschiderea fină a supapei cu diafragmă până la poziția complet deschisă a acesteia, asigurându-se astfel debitul maxim prin zona de testare. Detectați vizual și auditiv apariția fenomenului de cavităție, observând în ce tronson al zonei de testare sunt vizibile bulele cavitationale.

7. Se înregistrează temperatura apei.

8. Se închide fin supapa cu diafragmă până ce cavităția nu mai poate fi detectată în zona de testare dar fără ca această zonă să se golească.

9. Se înregistrează valorile presiunilor indicate de manometrele tip Bourdon.

10. Se determină debitul prin determinarea volumului de apă acumulat în timp în rezervorul etalonat al unității hidraulice de bază. Pentru aceasta se închide vana cu bilă de la baza rezervorului etalonat și se măsoară timpul de acumulare a unui volum de apă stabilit (15-20l), citibil între două gradații ale sticlei de nivel de pe partea frontală a unității de bază. Se notează volumul și timpul de acumulare.

11. Se trece apoi la deschiderea treptată a supapei cu diafragmă astfel încât valorile presiunii indicate de manometrul 1 să crească cu câte 0.1 bar/treaptă. La fiecare treaptă se reiau operațiile 9 și 10, urmărindu-se prezența unor bule minuscule. Pentru a efectua citirea indicațiilor vacuumetrului e nevoie de un interval de timp de așteptare până ce acul indicator își schimbă poziția atunci când se ating stările în care presiunea scade până la valori apropiate de presiunea de vaporizare deoarece are loc trecerea apei în stare de vapori.

12. Se continuă deschiderea treptată a supapei cu diafragmă 9 până la atingerea debitului maxim, urmărindu-se dacă presiunea indicată de vacuumetru scade sub valoarea presiunii de vaporizare.

13. Se va trece la închiderea trepatat a supapei 9, observând încetarea fenomenului de cavitație odată ce presiunea în zona gâtuirii crește peste valoarea presiunii de vaporizare.

14. Se continuă închiderea până ce apa curge încet prin zona de testare, fără ca aceasta să se golească și fără să se mai observe bule cavitationale.

15. Se închide parțial supapa cu bilă perforată 5 și se repetă pașii 6-14.

16. Se închide robinetul de control al unității de bază și se oprește pompa centrifugă.

5.6 Prelucrarea rezultatelor

La fiecare treaptă a fiecărui set de măsurători, debitul Q se determină cu relația: $Q = \frac{\Delta V}{\Delta t}$ iar viteza

în zona gâtuirii cu relația $v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$ și se trec în tabelul cu rezultate.

Pentru fiecare set de măsurători se va trasa dependența $p_2 = f(Q)$.

Valoarea presiunii de vaporizare se alege din Anexa 2 funcție de temperatura apei.

Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

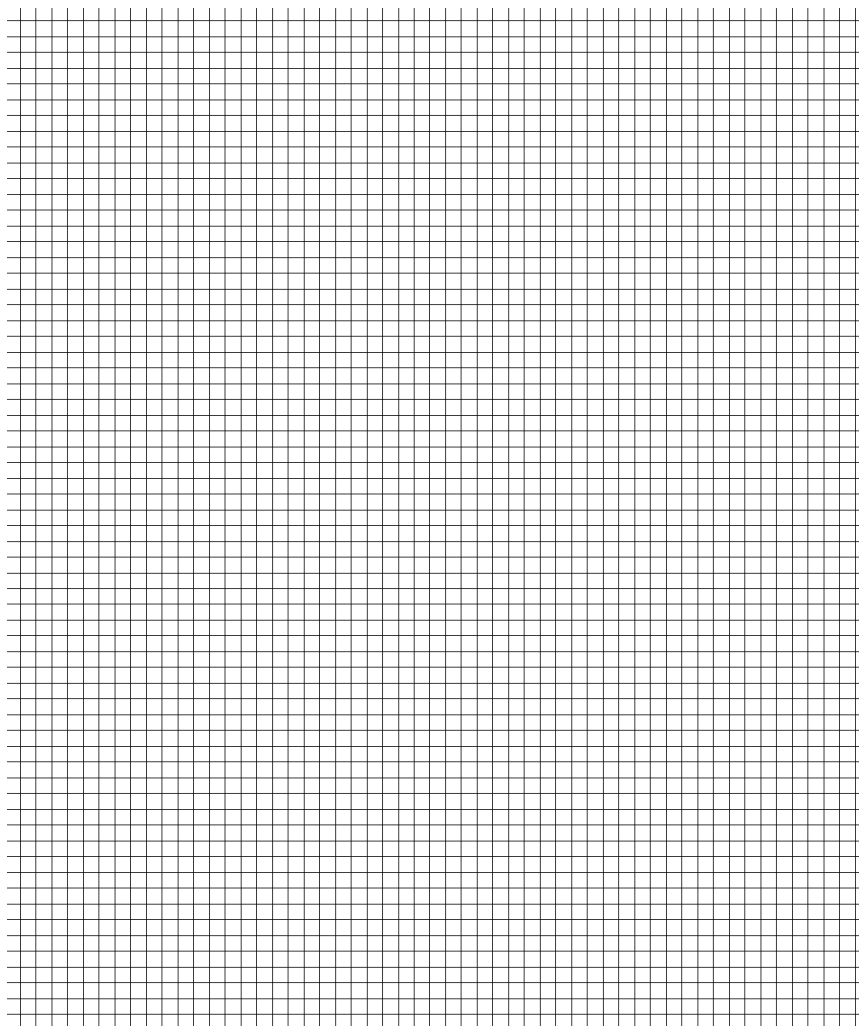
Noțiuni teoretice

1. Ce înțelegeți prin fenomenul de cavitație? Care sunt fazele acestui fenomen?
2. Care sunt condițiile în care apare fenomenul de cavitație? Dați exemple de situații din tehnică în care apare acest fenomen.
3. Care sunt efectele cavitației? Ce soluții de diminuare a acestora sau de reducere a potențialului de apariție a cavitației cunoașteți?

Tabel rezultate

	ΔV [m ³]	Δt [s]	Q [m ³ /s]	v [m/s]	p ₁ [bar]	p ₂ [bar]	p ₃ [bar]	Observații
Supapa 5 complet deschisă								
Supapa 5 parțial închisă								

Reprezentare grafică



DETERMINAREA COEFICIENȚILOR DE REZISTENȚĂ HIDRAULICĂ LINIARĂ ȘI LOCALĂ

6.1 Considerații teoretice

O instalație care asigură transportul și distribuția fluidelor (lichide, gaze) între o sursă și un consumator poartă denumirea de circuit hidraulic.

Datorită proprietăților pe care le au fluidele, circuitele hidraulice sunt nelipsite în multe instalații industriale (chimice, siderurgice) a mașinilor unelte, a instalațiilor de încălzire și ventilare, a consumatorilor de gaz, de aer etc. Pentru a realiza proiectarea și exploatarea acestor circuite în cele mai bune condiții, se impune cunoașterea amănunțită a tuturor fenomenelor hidraulice care intervin în mișcarea unui fluid și a pierderilor de energie care se produc la parcurgerea circuitului de către fluid.

Traseul pe care îl străbate un fluid, între sursă și consumator, este format dintr-o serie de piese și organe funcționale, cum ar fi elemente de conductă, organe de închidere-deschidere, dispozitive de reglaj, aparate de măsură și control, elemente care în același timp opun o oarecare rezistență în calea fluidului și datorită acestui fapt toate aceste elemente, care intră în componența unui circuit, au fost numite rezistențe hidraulice.

După forma lor geometrică, după mărimile hidraulice care le caracterizează, rezistențele hidraulice se împart în două categorii:

- Rezistențe liniare, care cuprind porțiunile de traseu de secțiune constantă (conducele).
- Rezistențe locale, în care intră porțiunile de traseu formate din elemente de trecere de la o secțiune la alta, elemente pentru schimbarea direcției, elemente de reglaj, de măsură, dispozitive de închidere etc.

Aceste rezistențe, pe care fluidul le întâlnește în calea sa, fac ca o parte din energia acumulată de către fluid, să se consume pentru învingerea acestor obstacole. Acest fenomen poartă denumirea de pierdere de energie sau sarcină, iar efectul practic al acestui consum de energie este o scădere a presiunii în sensul deplasării fluidului.

Mecanismul disipării energiei în fiecare din cele două categorii de rezistențe este diferit și de aceea sunt diferite și relațiile de calcul a energiei pierdute de către fluid pe rezistența respectivă.

A. Rezistențe hidraulice liniare

O conductă dreaptă de lungime L și diametru constant D , prin care trece un fluid, din punct de vedere hidraulic este o rezistență liniară (Figura 6.1.). Datorită frecării straturilor de fluid între ele și cu pereții conductei, are loc o pierdere de energie.

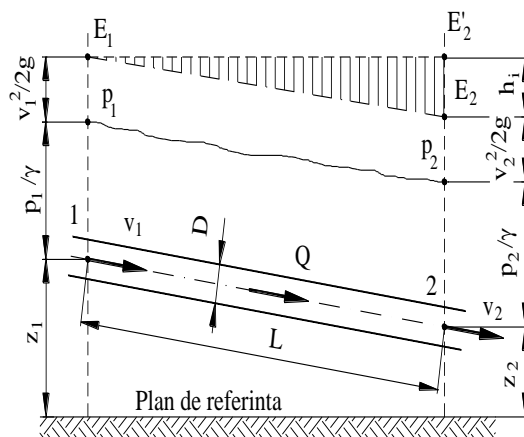


Figura 6.1. Determinarea rezistențelor hidraulice liniare

Studiile teoretice și experimentale au pus în evidență faptul că pierderile de energie în rezistențele liniare, care se notează cu h_l , depind de numeroși factori printre care și viteza fluidului, regimul de mișcare (laminar sau turbulent), natura fluidului, rugozitatea pereților conductei și dimensiunile conductei (diametru, lungime), încât se poate scrie:

$$h_l = f(v, D, \rho, \eta, L, \Delta). \quad (6.1)$$

Relația de dependență (6.1), exprimă un fenomen fizic și folosind metoda analizei dimensionale (metoda π) s-a putut stabili formula pentru calculul pierderii de energie, și anume:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (6.2)$$

unde:

λ este coeficientul de rezistență hidraulică liniară, mai poartă numele de coeficientul lui Darcy;

L – lungimea rezistenței hidraulice;

D – diametrul conductei;

v – viteza fluidului prin conductă.

Din relația (6.2) rezultă:

$$\lambda = h_l \frac{D}{L} \cdot \frac{2g}{v^2}, \quad (6.3)$$

Așa cum reiese din relația (6.3), măsurând pierderile hidraulice h_l care apar pe o conductă dreaptă de lungime L și de diametru D cunoscute, conductă prin care trece un fluid cu viteza v , se poate calcula coeficientul λ .

Pentru măsurarea pierderii de energie h_l , se vor folosi ecuația lui Bernoulli, care aplicată de-a lungul firului mijlociu al conductei între secțiunile 1 și 2 (Figura 6.1) arată că:

$$\left(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \right) - \left(Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \right) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_l. \quad (6.4)$$

Considerând conducta orizontală $Z_1=Z_2$ și deoarece diametrul conductei este constant pe toată lungimea, rezultă că $v_1=v_2=v$, iar relația (6.4) devine:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} = h_i. \quad (6.5)$$

Această relație arată că, pentru $Z_1=Z_2$ și $v_1=v_2$, diferența de presiune, $p_1-p_2=\Delta p$ ($p_1>p_2$), este o măsură a pierderii de energie și deci, măsurând presiunile statice între două puncte situate la distanța L pe conductă, se poate stabili pierderea de energie h_i .

În ceea ce privește măsurarea vitezei fluidului, există mai multe metode, fiecare impusă de posibilitatea de aplicare, de precizie etc. Deoarece conducta folosită pe stand este de secțiune mică, viteza fluidului se va stabili cu ajutorul debitului.

Debitul care trece prin conductă are valoarea:

$$Q = Av = \frac{\pi D^2}{4} v, \quad (6.6)$$

din care rezultă:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad (6.7)$$

în care Q , este debit volumetric (L^3T^{-1}).

Înlocuind în relațiile (6.5) și (6.7), formula (6.3), care exprimă valoarea coeficientului de rezistență, λ , aceasta devine:

$$\lambda = \frac{\Delta p}{\gamma} \frac{D}{L} \frac{2g\pi^2 D^4}{16Q^2}, \quad (6.8)$$

sau în final

$$\lambda = 1.232 \cdot \frac{\Delta p}{\gamma} \frac{D^5}{L} \frac{g}{Q^2} \quad (6.9)$$

în care:

Δp este diferența de presiune între două puncte de pe conductă situate la distanța L pe conductă;

D – diametrul conductei;

L – distanța între cele două prize care măsoară presiunea;

g – accelerația gravitațională;

Q – debitul volumetric.

În relația (6.9) unele mărimi cum ar fi: greutatea specifică λ , diametrul D , lungimea L și accelerația gravitațională g , sunt mărimi cunoscute, iar altele ca diferența de presiune Δp și debitul Q trebuie măsurate. De aceea înainte de începerea măsurărilor, formula pentru calculul lui λ poate fi adusă la forma:

$$\lambda = C \frac{\Delta p}{Q^2}, \quad (6.10)$$

unde C , reprezintă valoarea mărimilor (γ , D , L g) cunoscute și constante pentru aceeași conductă.

Dimensiunile și unitățile de măsură ale coeficientului de rezistență liniară λ :

$$[\lambda] = \frac{FL^{-2}}{FL^{-3}} \cdot \frac{L^5}{L} \cdot \frac{LT^{-2}}{L^6T^{-2}} = 1, \quad (6.11)$$

deci λ este o mărime adimensională. Calculul ei însă, se efectuează utilizând pentru mărimile care intervin în relația (6.9), un sistem unitar de unități de măsură.

Analiza mai amănunțită a coeficientului de rezistență λ , a cărui cunoaștere este indispensabilă pentru calculul pierderilor de sarcină liniare, a pus în evidență dependența:

$$\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta}{D}\right), \quad (6.12)$$

unde:

Re - este numărul lui Reynolds, care indica natura regimului de curgere;

Δ - rugozitatea pereților conductei.

$\frac{\Delta}{D}$ - rugozitatea relativă.

Relația (6.12) suportă o interpretare rezultată din cercetările experimentale:

Dacă regimul de curgere este laminar ($\text{Re} \leq 2300$), coeficientul de rezistență hidraulică liniară se calculează (în cazul conductelor de secțiune circulară) cu relația:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}; \quad (6.13)$$

Dacă mișcarea este turbulentă, dar $\text{Re} < 10^5$ există regimuri de curgere pentru care coeficientul de frecare depinde doar de numărul lui Reynolds nu și de rugozitatea relativă. Conductele în care există un astfel de regim se numesc hidraulic netede iar pentru calculul lui λ se utilizează, în acest caz, o formulă de aproximare, numită relația lui Blasius:

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100\text{Re}}} = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}; \quad (6.14)$$

Dacă mișcarea turbulentă are loc la valori ale lui $\text{Re} > 10^5$, numărul Reynolds depinde doar de rugozitatea relativă, conductele în care există astfel de regimuri de curgere numindu-se conducte hidraulic rugoase; în acest caz, pentru calculul lui λ se pot utiliza o serie de relații empirice, cum ar fi relația stabilită de Karman și verificată experimental de experiențele lui Nicuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \frac{D}{\Delta} + 1.14. \quad (6.15)$$

Se poate observa că aceeași conductă poate fi, în funcție de regimul de curgere atât hidraulic rugoasă, cât și hidraulic netedă.

B. Rezistențe hidraulice locale

Prezența obstacolelor pe traseul de curgere face ca în zona respectivă mișcarea să fie una neuniformă, fluidul modificându-și brusc viteza în modul și/sau ca direcție. La trecerea peste aceste obstacole, lichidul pierde o parte din energia hidraulică înmagazinată, efectul acestei

pierderi de energie fiind o scădere brusca a presiunii pe porțiunea respectivă, numită și cădere de presiune.

Deoarece zona de mișcare neuniformă se întinde pe un sector foarte scurt în amonte și ceva mai lung în aval de obstacol, fără a depăși de câteva ori dimensiunea transversală a curentului, energia consumată este denumită consum sau pierdere de energie locală și se notează cu h_{loc} .

Din cauza complexității fenomenului, care are loc la trecerea fluidului printr-o rezistență locală, stabilirea pe cale teoretică a formulei de calcul a pierderilor locale nu se poate face decât în foarte puține cazuri. De aceea pierderile locale se exprimă în funcție de energia cinetică, printr-o relație propusă de Weissbach, sub forma:

$$h_{loc} = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (6.16)$$

sau, în funcție de căderea de presiune Δp care apare pe rezistență respectivă, prin relația :

$$\Delta p = \zeta \rho \frac{v^2}{2} \quad (6.17)$$

în care:

ζ - este coeficientul de rezistență locală;

v – viteza medie a fluidului în aval de obstacol, dacă nu se indică altfel.

În multe situații secțiunile din amonte și din aval de rezistență sunt diferite, deci și vitezele sunt diferite. Pierderile de energie se pot exprima fie cu viteză din aval (cazul general), fie cu cea din amonte, lucru care va trebui precizat, fiindcă, evident, coeficientul de rezistență ζ va avea valori diferite într-un caz sau în celălalt.

Coeficientul adimensional ζ , același în ambele relații precedente, depinde, în cazul rezistențelor fixe, de formă geometrică a acesteia, de numărul Reynolds, de calitatea suprafeței rezistenței iar pentru rezistențele cu secțiune variabilă (robineți, clape etc.) depinde de poziția organului obturator.

Dependența lui ζ de numărul Reynolds este destul de complicată și aceasta numai la numere Re mici, pentru că la numere Re mari ($Re > 10^5$) valoarea coeficientului ζ devine o constantă.

Datorită neuniformității mișcării și a faptului că multe dintre rezistențele locale trebuie să aibă secțiunea de trecere reglabilă (robineți, clape, etc.), coeficientul ζ nu se poate determina prin metode teoretice. Pentru majoritatea rezistențelor hidraulice locale, coeficientul ζ se determină experimental, iar valorile acestuia sunt date sub formă de tabele. Coeficientul stabilit experimental are valabilitate numai în limitele în care a fost efectuat experimentul.

Lucrarea de față urmărește să dea o metodică experimentală prin care se poate stabili coeficientul de rezistență locală pentru câteva din aceste rezistențe.

În acest scop, se consideră o conductă de diametrul, D , pe care este montată o rezistență locală R care permite modificarea secțiunii de curgere din zona respectivă de la valoarea A_1 la valoarea A_2 (Figura 6.2).

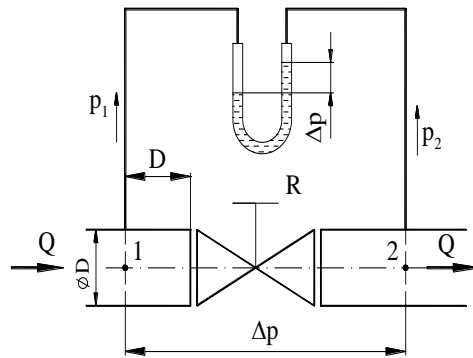


Figura 6.2. Determinarea experimentală a rezistențelor locale

Din cauza schimbării de secțiune, în zona de trecere, mișcarea devine neuniformă, liniile de curent devin divergente, astfel că în această zonă se formează vârtejuri care consumă din energia disponibilă a fluidului.

Calculul acestor pierderi hidraulice se poate face cu ajutorul ecuației lui Bernoulli iar valoarea pierderilor este dată de ecuația (6.16). Din această relație rezultă:

$$\zeta = 2g \cdot \frac{h_{loc}}{v^2} \quad (6.17)$$

Rezultă că, în esență, pentru determinarea coeficientului de rezistență hidraulică trebuie să se măsoare pierderea de sarcină h_{loc} , apărută pe rezistență respectivă și viteza fluidului în aval.

Ecuația lui Bernoulli aplicată de-a lungul firului mijlociu al conductei între punctele 1 și 2, aparținând secțiunilor drepte de arie A_1 situată în amonte, respectiv A_2 situată în aval de rezistență locală în zona în care s-a restabilit caracterul uniform al curgerii, arată că:

$$\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_{loc} \quad (6.18)$$

Având în vedere că în cazul conductei orizontale a cărei axă coincide cu planul de referință, cotele $Z_1=Z_2=0$ și considerând că diametrul tronsonului de conductă din amonte de rezistență este același cu cel al tronsonului din aval rezultă că și vitezele medii din secțiunile A_1 și A_2 sunt egale ($v_1=v_2=v$), iar relația (6.18) devine:

$$h_{loc} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} \quad (6.19)$$

Această relație arată că, pentru $Z_1=Z_2=0$ și $v_1=v_2$, diferența de presiune $p_1-p_2=\Delta p$ ($p_1>p_2$) este o măsură a pierderii de energie pe rezistență locală. Prin urmare măsurând presiunile statice în două puncte situate în amonte și în aval de rezistență considerată se poate stabili pierderea de energie h_{loc} , cu o relație de tipul relației (6.19).

Deoarece în zona rezistenței mișcarea este mult perturbată, viteza se va stabili din expresia debitului, pentru conductă, în aval de rezistență, din care rezultă:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (6.20)$$

Rezistențele locale întâlnite în instalațiile hidraulice sunt numeroase și diferite ca formă constructivă și destinație.

Astfel sunt unele rezistențe care realizează o creștere sau o îngustare bruscă ori continuă a secțiunii de curgere, o schimbare de direcție sau o ramificare a curentului de fluid, iar altele, cum ar fi robinetele (de reglaj, de închidere), vanele (plane sau fluture) realizează o obturare parțială sau totală a secțiunii de trecere.

În afară de rezistențele locale care realizează schimbarea direcției de mișcare, toate celelalte modifică secțiunea de trecere de la A_1 la A_2 ($A_1 > A_2$ sau $A_1 < A_2$) într-un raport A_1/A_2 , care poate fi constant sau reglabil (robinetele).

Pentru rezistențele ce schimbă direcția, trebuie precizat coeficientul ζ , secțiunea și unghiul de deviere; pentru cele care îmbina două secțiuni se dă coeficientul ζ și raportul A_1/A_2 , iar pentru cele de obturare trebuie să se cunoască: secțiunea la maxim deschis, coeficientul de rezistență la deschidere maximă și variația coeficientul ζ la diferite deschideri.

Pe standul existent sunt montate câte o rezistență din fiecare categorie enumerată.

6.2 Obiectivele lucrării

- Determinarea pierderilor hidraulice datorate frecării care apar la curgerea apei în regim laminar și turbulent printr-un tronson de conductă dreaptă de secțiune constantă
- Determinarea coeficienților de rezistență hidraulică liniară λ aferenți
- Determinarea pierderilor hidraulice care se produc la curgerea prin următoarele rezistențe: diverse fittinguri (patru coturi și îmbinări cu diferite raze de racordare), printr-o destindere și printr-o contracție bruscă precum și printr-o vană plană
- Determinarea coeficienților de rezistență locală aferenți acestor rezistențe.

6.3 Metoda utilizată

Măsurarea diferenței de presiune (căderea de presiune) dintre cele două prize de presiune situate la intrarea și ieșirea din fiecare rezistență

Utilizarea relațiilor de calcul prezentate în partea de considerații teoretice, cu datele rezultate în urma măsurărilor efectuate.

6.4 Descrierea instalației

Echipamentul utilizat constă din modulul pentru determinarea pierderilor hidraulice prin rezistențe, produs de firma ARMFIELD (Figura 6.3), care se conectează la unitatea hidraulică de bază (UHB) furnizată de aceeași firmă, așezându-se peste canalul practicat în partea superioară a acesteia astfel încât baza modulului să fie complet orizontală.

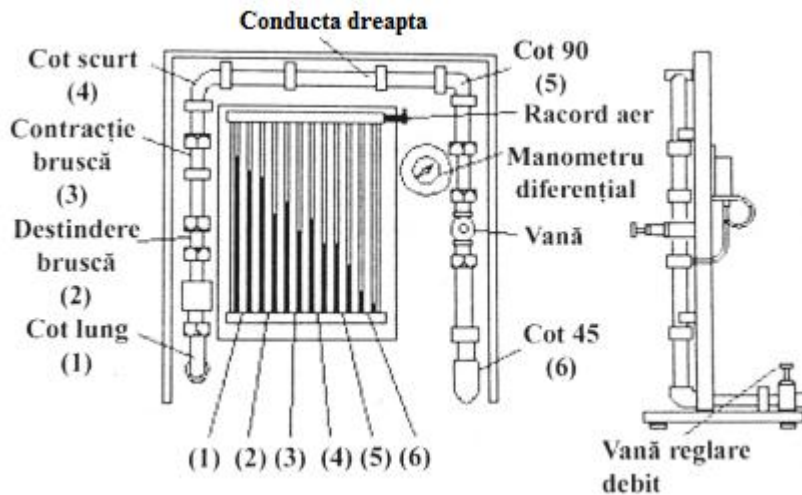


Figura 6.3. Modulul pentru determinarea pierderilor hidraulice în rezistențe hidraulice locale

Modulul se compune din următoarele rezistențe montate în serie pe o conductă cu diametrul interior de 19.6 mm:

- cot lung – cot cu raza de curbură mare;
- destindere bruscă - porțiune pe care are loc o lărgire bruscă a secțiunii de curgere de la $d=19.6$ mm la $D = 26$ mm;
- constrație bruscă - porțiune pe care are loc o îngustare bruscă a secțiunii de curgere de la $D=26$ mm la $d=19,6$ mm;
- cot scurt – cot cu raza de curbură mică;
- Rezistență liniară $d=19.6$ mm; $L=300$ mm;
- cot de 90° ;
- vană plană;
- cot de 45° - îmbinare a două porțiuni de conductă înclinată în colț (sub un unghi de 45°).

Prizele de presiune situate la intrarea și ieșirea din fiecare din rezistențele de mai sus, excepție cele de la vana plană, sunt conectate la un piezometru cu 12 brațe care are incorporată o valvă pentru admisia/evacuarea aerului în racordul superior.

Ventilul adiacent permite conectarea unei pompe de mână atunci când este necesară modificarea nivelului la care se ridică lichidul în tuburile piezometrice astfel încât acesta să corespundă presiunii statice din sistem.

Căderea de presiune de pe valvă plană se măsoară direct cu un manometru diferențial.

Debitul prin circuit este reglat cu ajutorul vanei de reglare debit situată la ieșirea din circuit.

6.5 Modul de desfășurare a lucrării

Operații preliminare:

Se așază modulul pentru determinarea pierderilor hidraulice peste canalul aflat în partea superioară a UHB, asigurându-se orizontalitatea modulului. Furtunul flexibil de admisie al modulului se conectează la racordul pentru cupla rapidă aflat în canal, iar capătul liber al furtunului de evacuare se introduce în rezervorul etalonat.

Eliminarea aerului din întreaga instalație:

- se deschid complet atât vana plană cât și vana de reglare a debitului
- se închide robinetul de control al UHB și se pornește pompa
- se deschide treptat robinetul de control astfel încât circuitul să se umple cu apă și să se elimine aerul din conductă

Pentru a evacua aerul din prizele de presiune și din manometre se închid atât robinetul de control al UHB cât și vana de reglare a debitului și se desface șurubul de purjare a aerului. Se desface capacul ventilului și printr-un tub lung și subțire se face legătura dintre valva de admisie/evacuare a aerului și rezervorul etalonat. Se deschide robinetul de control al UHB și se permite intrarea apei în tuburile piezometrice, pentru a evacua tot aerul din acestea. Se strânge șurubul de purjare a aerului și se deschid parțial atât vana plană cât și cea de reglare a debitului. Apoi se redeschide treptat șurubul de purjare a aerului pentru a permite intrarea aerului în racordul de la partea superioară a tuburilor piezometrice până când nivelul apei în acestea ajunge la mijlocul scalei, după care șurubul se restrânge. Se deschid în continuare vana plană și cea de reglare a debitului și se urmărește menținerea nivelului apei în tuburile piezometrice astfel încât el să se mențină în limitele citibile pe scale. Dacă nivelul este prea jos se dă o deschidere mai mare robinetului de control al UHB, pentru a mari presiunea statică iar dacă este prea ridicat se dă o deschidere mai mare vanei de reglare a debitului.

Ajustarea nivelului apei în tuburile piezometrice și menținerea acestuia în limitele citibile poate fi făcută în continuare utilizând pompa de mână care intră în dotarea standului. Șurubul de purjare a aerului reglează admisia aerului prin valva; de aceea el trebuie să fie deschis atunci când se utilizează pompa de mână și închis imediat după pompare, pentru a se asigura menținerea presiunii.

Pentru a verifica funcționarea manometrului diferențial utilizat la măsurarea căderii de presiune pe vana plană, înaintea închiderii acesteia, pentru a evita reîntrarea aerului în sistem, se obturează tuburile flexibile care fac conexiunea între prizele de presiune aferente cotului la 45° și manometrul diferențial cu ajutorul unor cleme. Se deschid apoi robinetul de control al UHB și valva de reglare a debitului. Pe măsură ce se închide vana plană, manometrul trebuie să indice o diferență de presiune.

Se închide robinetul de control al UHB și se oprește pompa, sistemul fiind pregătit pentru începerea măsurărilor. Acestea nu se pot face simultan pentru toate rezistențele legate în serie, de aceea măsurătorile pentru valva plană se vor face separat.

Efectuarea măsurărilor pentru toate rezistențele cu excepția vanei plane care se menține deschisă:

- Se reglează debitul cu ajutorul vanei de reglare a debitului
- Pentru un anumit debit reglat, după stabilizarea curgerii și implicit a nivelului apei în tuburile piezometrice, se citesc înălțimile h_1 și h_2 ale coloanelor de apă din tuburile legate la prizele de presiune statică din amonte respectiv aval aferente fiecărei rezistență.
- Se cronometrează timpul t în care un volum V de apă se adună în rezervorul etalonat. Pentru aceasta se verifică închiderea supapei de evacuare (supapa cu bilă) și se urmărește

nivelul lichidului pe sticla de nivel, gradată în unități de volum, de pe partea frontală a UHB. Pentru a minimiza erorile în determinarea debitului prin această metodă directă, timpii cronometrați trebuie să fie mai mari decât un minut.

- Se repetă pașii de mai sus pentru alte cinci valori ale debitului, astfel încât acestea să fie cuprinse în intervalul 8-17 l/min.

Pentru cazul celui mai mic debit reglat se va măsura și temperatura lichidului, valoarea acestei fiind necesară pentru stabilirea valorii viscozității cinematice a apei (conform Anexei 2) și calculării ulterioare a valorii numărului Reynolds.

Măsurătorilor pentru vana plană:

- Se obturează tuburile flexibile care fac legătura între prizele de presiune aferente cotului la 45° și manometrul diferențial
- Se închide, pentru început, valva plană și se deschid complet atât valva de reglare a debitului cât și robinetul de control al UHB
- Se deschide valva plană, dându-i-se o deschidere corespunzătoare la aproximativ 50% dintr-o rotație. Pentru această deschidere a valvei plane se vor stabili, cu ajutorul valvei de reglare a debitului, cel puțin cinci valori ale debitului pentru care se va măsura cu ajutorul manometrului diferențial căderea de presiune pe vana. Totodată se vor face măsurători pentru determinarea debitului. Deschiderea valvei plane nu se va modifica odată ce a început măsurătoarea pentru un anumit debit.
- Se repetă cele de mai sus, dând vanei plane deschideri corespunzătoare la 70% respectiv 80% dintr-o rotație.

6.6 Prelucrarea rezultatelor

Pierderile hidraulice se vor determina în cazul tuturor rezistențelor, cu excepția valvei plane, că diferența între înălțimile h_1 și h_2 la care se ridică lichidul în tuburile piezometrice legate la priza amonte respectiv aval de fiecare rezistență.

Rezistența liniară

Pentru fiecare regim de curgere stabilit, debitul Q se determină cu relația: $Q = \frac{\Delta V}{\Delta t}$

Viteza v din conductă dreaptă se calculează cu relația: $v = \frac{4Q}{\pi D^2}$

Numărul Reynolds se calculează cu relația: $Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$

în care viscozitatea cinematică ν corespunzătoare temperaturii apei, se alege din Anexa 2.

Pentru regimurile laminare $Re \leq 2320$, coeficientul de rezistență hidraulică liniară λ va fi dat de relația (6.13).

Pentru regimurile turbulente se admite ipoteza conductei hidraulic netede și coeficientul de rezistență hidraulică liniară λ se va calcula cu relația (6.14).

Se vor trasa graficele $\ln \lambda = f(Re)$.

Rezistențele locale

În cazul coturilor pierderea hidraulică locală se determină cu relația:

$$h_{loc} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{h_1 - h_2}{\gamma} = \frac{\Delta h}{\gamma} \quad (6.21)$$

În cazul destinderii și al contracției se ține cont că, față de cazul discutat în partea de considerații teoretice, în sistem apare o modificare suplimentară a pierderii hidraulice ca urmare a modificării ariei. Astfel, dacă ținem cont că vitezele medii v_1 și v_2 care apar în relația (6.18) nu mai sunt egale atunci relația (6.19) se va scrie:

$$h_{loc} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (6.22)$$

Pierderea suplimentară :

$$h_{p0} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (6.23)$$

trebuie adăugată la căderea de presiune citită , în vederea determinării coeficientului de pierdere locală.

Astfel, în cazul destinderii și al contracției pierderea locală se determină cu relația:

$$h_{loc} = h_1 - h_2 + h_{p0} = \Delta h + h_{p0} \quad (6.24)$$

De remarcat că diferența $h_1 - h_2$ va fi negativă pentru destindere iar mărimea h_{p0} va fi negativă pentru contracție.

În cazul vanei plane unde măsurarea diferenței de presiune se face direct cu manometrul diferențial se va considera (conform etalonării producătorului) că $1\text{bar}=10,2 \text{ mH}_2\text{O}$

Coeficientul de rezistență locală se va determina cu relația:

$$\zeta = 2g \frac{h_{loc}}{v^2} \quad (6.25)$$

cu mențiunea că pentru cazul destinderii și al contracției se va lua în considerare viteză din aval de rezistență.

După efectuarea calculelor și completarea tabelului cu rezultate se vor reprezenta grafic

dependențele : $\Delta h = f\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ și $\zeta = f(Q)$.

Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

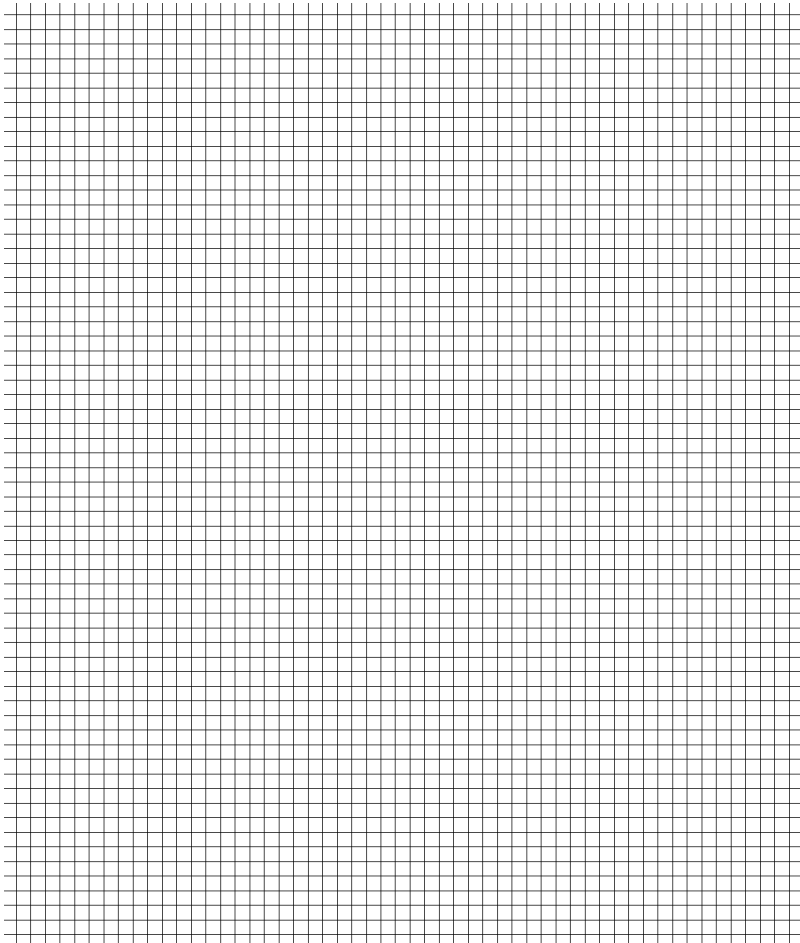
Noțiuni teoretice

1. Ce înțelegi prin rezistența hidraulică? Dar prin pierdere hidraulică (de sarcină)? Care este efectul practic al pierderii de sarcină într-o conductă?
2. Care sunt diferențele dintre rezistențele hidraulice liniare și cele locale? Dați exemple din fiecare categorie.
3. Care este semnificația fizică a cifrei Reynolds? Cum se calculează aceasta în cazul curgerii printr-o conductă de secțiune circulară cu diametrul D ?
4. Comentati pe baza graficului din anexa, dependența $\lambda = f(\text{Re}, \frac{\Delta}{D})$
5. Explicați pe scurt modul în care se pot determina experimental coeficientul de rezistență hidraulică liniară și respectiv cel de rezistență hidraulică locală.

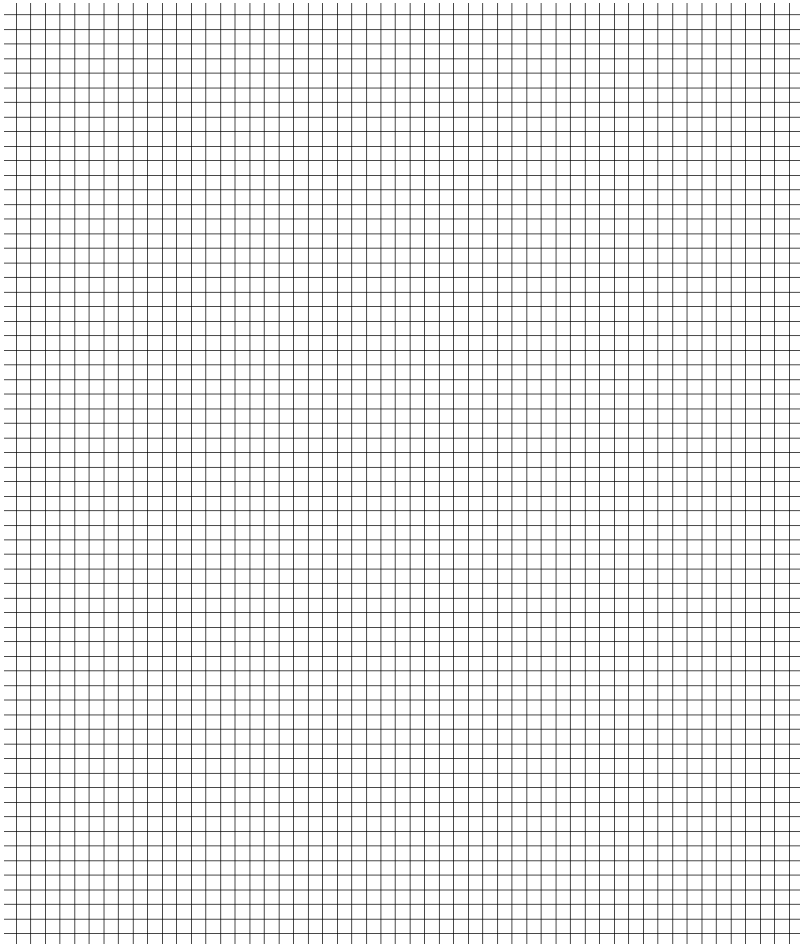
Tabel rezultate – Rezistență liniară

Volum colectat ΔV [m ³]	Timp [s]	Inaltime lichid h_1 [m]	Inaltime lichid h_2 [m]	Dif. de pres. Δh [m]	Debit Q [m ³ /s]	Viteza v [m/s]	Nr. Reynolds Re	Coef. λ	In λ
Lungimea conductei [m]									
Diametrul conductei [m]									
Temperatura lichidului [°C]									
Visc. cinem. a lichidului [m²/s]									

Reprezentare grafică – Rezistență liniară



Reprezentare grafică – Rezistențe locale



STUDIUL CURGERII PRIN ORIFICII

7.1 Noțiuni introductive

Orificiile sunt deschideri de diferite forme geometrice, practicate în pereții rezervoarelor în vederea golirii acestora.

Pentru definirea unor elemente specifice și analiza curgerii prin orificii, în cele ce urmează se va lua în considerare un orificiu circular de diametru d_0 practicat în peretele lateral al unui rezervor cu pereți subțiri, adică pereți a căror grosime $t \leq 2d_0$ (vezi Figura 1). Rezervorul, care conține un lichid de densitate ρ este închis în partea superioară, presiunea p_1 pe suprafața liberă a lichidului fiind diferită de presiunea p_0 a mediului ambiant. Se presupune că nivelul suprafeței libere a lichidului din rezervor este menținut constant la cota h față de axa orificiului cu ajutorul unui preaplin și a unei conducte de alimentare, fiind asigurate astfel condițiile de staționaritate a mișcării.

La trecerea prin orificiul a cărui secțiune este mult mai mică în comparație cu secțiunea transversală a rezervorului, lichidul din rezervor iese în mediul ambiant ($p_0 = p_{atm}$) luând forma unei vene de fluid (numită și jet fluid).

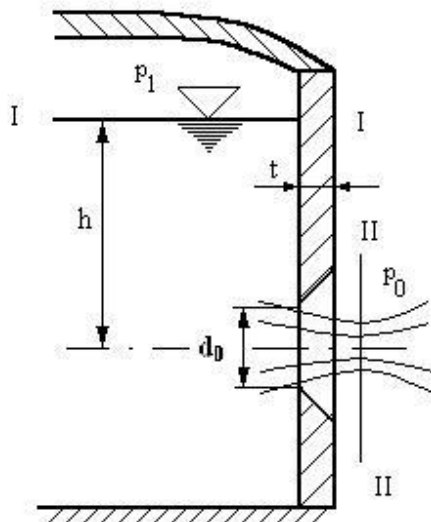


Figura 7.1. Orificiu

Se definește sarcina orificiului H prin relația:

$$H = h + \frac{p_1 - p_0}{\rho \cdot g} = h + \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho \cdot g} \quad (7.1)$$

În ipoteza în care $H \geq 10 \cdot d_0$ se consideră că orificiul practicat în peretele rezervorului este un orificiu mic iar datorită faptului că vena de fluid se dezvoltă într-un mediu cu densitatea mult mai mică decât cea a lichidului, în cazul de față în atmosferă, orificiul se consideră a fi un orificiu liber.

Așa cum se poate observa și în Figură 1, în cazul orificiului mic, vena de fluid va suferi o reducere de secțiune după contactul cu muchia orificiului. Fenomenul prin care se produce reducerea secțiunii transversale a venei fluide se numește contracția venei fluide iar secțiunea transversală minimă pe care o atinge vena fluidă se numește secțiune contractată. Se poate considera că în dreptul secțiunii minim contractate (secțiunea II-II), situată la o distanță $\delta \leq 0.5 \cdot d_0$ de peretele interior al rezervorului, liniile de curent sunt rectilinii și paralele și că presiunea în această secțiune are o distribuție apropiată de cea uniformă putând fi considerată egală cu cea a mediului fluid ambiant p_{atm} . Prin urmare se poate considera că în secțiunea minim contractată și viteza va avea o distribuție uniformă având valoarea constantă v_2 .

Cuantificarea fenomenului de contracție se face prin coeficientul de contracție ε cu $\varepsilon \leq 1$, definit ca raportul între aria A_c a secțiunii minime contractate a venei de fluid și aria A_0 a orificiului (aria suprafeței orificiului conținută în suprafața interioară a peretelui rezervorului):

$$\varepsilon = \frac{A_c}{A_0} \quad (7.2)$$

Mărimea coeficientului de contracție depinde de: regimul de curgere (prin cifra Reynolds), de forma și geometria orificiului, de poziția acestuia față de suprafața liberă și/sau față de pereții rezervorului.

Analiza mișcării printr-un orificiu urmărește determinarea vitezei și a debitului prin acesta. În ipoteza neglijării efectelor viscozității (asimilând lichidul cu un fluid ideal), ecuația energiei (relația lui Bernoulli) scrisă între secțiunea I-I care coincide cu suprafața liberă a lichidului din rezervor și secțiunea minimă contractată II-II este:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \quad (7.3)$$

Având în vedere diferența dintre secțiunea transversală a rezervorului și cea a orificiului, se poate considera că valoarea vitezei v_1 pe suprafața liberă este $v_1=0$. Ținând cont de această ipoteză și de cele prezentate anterior se poate scrie că:

$$v_1=0; \quad z_1=h; \quad z_2=0, \quad p_2=p_{atm}. \quad (7.4)$$

Înlocuind (7.4) în relația (7.3) se poate scrie relația:

$$H = h + \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} \quad (7.5)$$

din care se poate exprima viteza v_2 la ieșirea din orificiu:

$$v_2 = \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho g} \right)} = \sqrt{2gH} \quad (7.6)$$

În cazul considerării curgerii prin orificiu a fluidului real se introduce și se notează cu φ coeficientul de viteză al orificiului, o mărime adimensională care reflectă pierderile de sarcină la curgerea prin orificiu. Astfel, viteza în orificiu (în secțiunea minimă contractată) va fi dată de expresia

$$v_{orificiu} = v_2 = \varphi \cdot \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho g} \right)} = \varphi \sqrt{2gH} \quad (7.7)$$

Debitul prin orificiu se poate calcula din ecuația de continuitate:

$$Q = v_2 A_c \quad (7.8)$$

în care viteza medie v_2 din secțiunea contractată de arie A_c este egală cu viteza dată de expresia (7.7), având în vedere faptul că viteza în această secțiune are o distribuție uniformă.

Debitul prin orificiu va avea expresia:

$$Q = v_2 \cdot A_c = \varphi \cdot A_c \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1 - p_{atm}}{\gamma} \right)} = \varphi A_c \sqrt{2gH} \quad (7.9)$$

Se introduce coeficientul de debit al orificiului α definit prin relația:

$$\alpha = \varphi \cdot \varepsilon \quad (7.10)$$

Debitul prin orificiul mic liber dat de relația (7.10) se va scrie în funcție de aria A_0 a orificiului, ținând cont de relațiile (7.10) și (7.2) sub formă:

$$Q_{orificiu} = Q = \alpha \rho A_0 \sqrt{2gH} = \alpha A_0 \sqrt{2gH} = \alpha A_0 \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho g} \right)} = \alpha A_0 \sqrt{2gH} \quad (7.11)$$

Ajutajele sunt conducte scurte, de diferite forme geometrice, care se atașează orificiilor în scopul obținerii unui jet dirijat și a îmbunătățirii parametrilor de curgere. Îmbunătățirea parametrilor de curgere vizează mărirea debitului. Pentru ca un ajutor atașat unui orificiu cu diametrul d_0 să fie eficient sub aspectul curgerii, acesta trebuie să aibă o lungime $L = (3 \div 5)d_0$.

Caracteristic curgerii prin ajutaje este faptul că, indiferent de tipul de ajutor, vena de fluid suferă inițial o contracție (secțiunea II-II) urmată de o destindere, pentru ca, în final, vena să se atașeze de peretele ajutorului, în *secțiunea de ieșire din ajutor III-III*, având aceeași arie A_0 cu cea a orificiului. Având în vedere că lichidul ocupă întreaga secțiune a ajutorului, coeficientul de contracție al ajutorului va fi :

$$\varepsilon_a = \frac{A_{iesire}}{A_{orificiu}} = 1 \quad (7.12)$$

Relațiile pentru calculul vitezei și debitului prin ajutor sunt identice cu relațiile (7.7) și (7.11) scrise pentru orificiul mic, cu deosebirea că valorile coeficienților de viteză și de debit sunt diferite în cazul ajutorului. Într-adevăr, având în vedere relația (7.12) coeficientul de debit al ajutorului care se determină cu relația $\alpha = \varepsilon_a \cdot \varphi$ este egal cu coeficientul de viteză φ al ajutorului și, prin urmare relațiile de calcul ale debitului sunt identice ca formă. Diferența între valoarea debitului printr-un orificiu mic și a celui prin ajutorul lucrând sub aceeași sarcină h apare datorită valorilor diferite ale coeficientului de debit pentru orificiu, respectiv pentru ajutor.

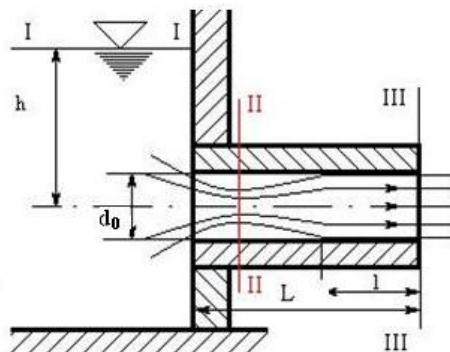


Figura 7.2. Ajutaj

7.2 Obiectivele lucrării

Determinarea coeficientului de contracție, de viteză și de debit pentru câteva configurații de orificii.

7.3 Metoda utilizată

Determinarea coeficientului de contracție în cazul unui orificiu cu muchia ascuțită prin măsurarea diametrului jetului în secțiunea minim contractată.

Determinarea coeficientului de viteză utilizând un tub Pitot și valoarea sarcinii sub care acesta funcționează.

Determinarea coeficientului de debit utilizând valoarea debitului determinată prin metoda directă a vasului etalonat

7.4 Descrierea aparaturii

Echipamentul utilizat constă din: unitatea hidraulică de bază (centralina) furnizată de firma ARMFIELD, la partea superioară a căreia se va așeza modulul pentru studiul curgerii prin orificii și ajutaje, produs de aceeași firmă și reprezentat schematic în Figură 7.3.

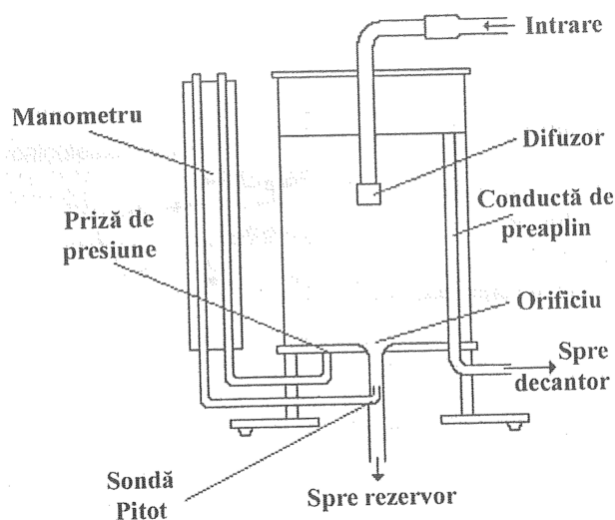


Figura 7.3. Modulul Armfield pentru studiul curgerii prin orificii și ajutaje

Modulul Armfield destinat studiului curgerii prin orificii și ajutaje constă dintr-un rezervor cilindric, în a cărui suprafață de fund este practică o deschidere circulară care permite montarea, cu etanșare prin inel O, a unuia din cele cinci tipuri de orificii sau ajutaje prezentate în Figură 4.

Conducta de alimentare a rezervorului, conductă a cărei înălțime este reglabilă, se conectează prin furtun flexibil la racordul pentru cupla rapidă aflat în canalul unității hidraulice de bază. La celălalt capăt al conductei de alimentare este montată o piesă de liniștire (difuzor), în vederea reducerii perturbațiilor care pot apărea la intrarea apei în rezervor. O conductă de

preaplin asigură menținerea constantă a nivelului apei în rezervor, prin returnarea apei în exces în rezervorul unității hidraulice de bază.

Un ansamblu traversă este montat sub suprafața de fund a rezervorului astfel încât să permită poziționarea sondei Pitot și a firului atașat de capătul acesteia de o manieră care să facă posibilă determinarea diametrului jetului în secțiunea minim contractată (în cazul orificiului cu muchie ascuțită). Ansamblul încorporează un tambur presat pe capul unui șurub care face posibilă deplasarea cu 1mm a sondei Pitot la o rotație completă a tamburului. Pe porțiunea conică a tamburului sunt trasate diviziuni, fiecare diviziune corespunde unei mișcări de 0.1 mm.

Cele două tuburi piezometrice adiacente rezervorului sunt conectate cu sonda Pitot respectiv cu priză de presiune practică pe suprafața de fund a rezervorului, făcând posibilă determinarea sarcinii sub care lucrează orificiul respectiv sonda Pitot.

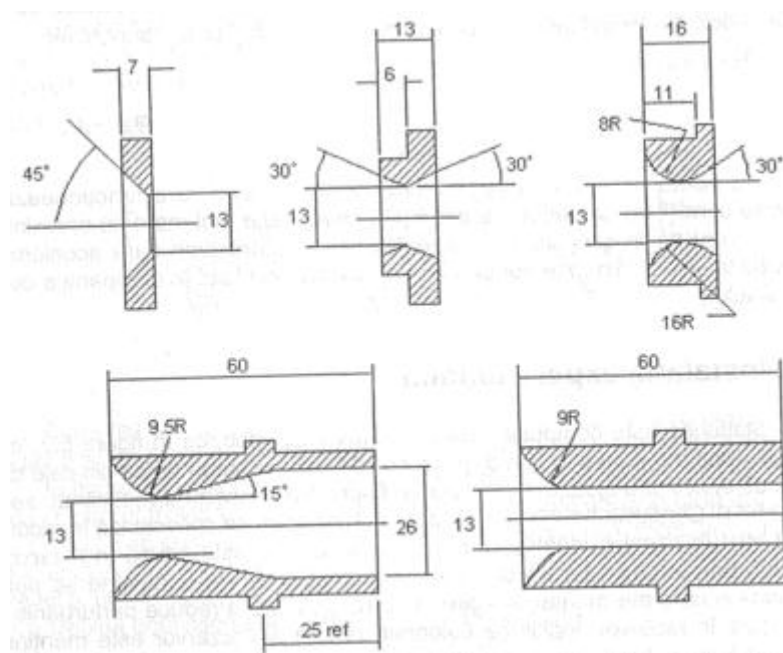


Figura 7.4. Tipuri de orificii și ajutaje

7.5 Modul de desfășurare a lucrării

Se așează modulul pentru studiul curgerii prin orificii și ajutaje peste canalul aflat în partea superioară a unității hidraulice de bază, asigurându-se atât orizontalitatea modulului

Se conectează conducta de alimentare a rezervorului la unitatea hidraulică de bază prin intermediul furtunului flexibil și al racordului pe cupla rapidă aflat în canalul unității hidraulice de bază.

Se plasează capătul conductei de preaplin direct în preaplinul unității hidraulice de bază situat în peretele lateral al rezervorului destinat măsurării volumului de lichid.

Se ajustează nivelul conductei de alimentare la nivelul căderii necesare pentru efectuarea măsurătorilor.

Se montează orificiul sau ajutajul de investigat în deschiderea practică în suprafața de fund a rezervorului cilindric, prin strângere cu două șuruburi. Orificiul cu muchia ascuțită se montează cu aceasta în partea superioară.

Se pornește pompa unității hidraulice și se deschide treptat robinetul de control al centralinei. Când nivelul suprafeței libere a apei din rezervor se apropie de preaplin, se manevrează robinetul de control astfel încât nivelului suprafeței libere să fie menținut la 2-3 mm deasupra nivelului de preaplin, capătul conductei de alimentare fiind complet imersat în lichid. Se asigură astfel o funcționare sub sarcină constantă a orificiului și, implicit, o mișcare staționară prin acesta.

Se trece la efectuarea măsurătorilor, funcție de obiectivul urmărit. Pentru fiecare obiectiv urmărit se vor face câte 8 măsurători, la valori din ce în ce mai mici ale sarcinii sub care lucrează orificiul. Scăderea sarcinii se realizează prin reducerea treptată a debitului de alimentare a rezervorului care se obține manevrând corespunzător robinetul de control al centralinei, având grijă însă ca sarcina orificiului să nu scadă sub nivelul dat de piesa de liniștire. După fiecare reglare a debitului se așteaptă stabilizarea sarcinii și se trece la determinarea mărimilor necesare îndeplinirii fiecărui obiectiv în parte, după cum urmează:

- Determinarea coeficientului de contracție ε (se vor efectua măsurători doar pentru orificiul cu muchie ascuțită)

În vederea determinării diametrului jetului în secțiunea minim contractată se va utiliza firul atașat sondei Pitot, situat într-un plan perpendicular pe traversă. Firul poziționat imediat sub rezervor va fi adus pe rând la fiecare margine a jetului. Poziția sondei se citește pe gradațiile de pe tamburul ansamblului traversă, diferența citirilor reprezentând diametrul jetului d_c exprimat în mm.

- Determinarea coeficientului de viteză φ

Se introduce sonda Pitot în interiorul jetului care iese din orificiu, imediat sub suprafața de fund a rezervorului.

Se citește nivelul h_0 la care se ridică lichidul în tubul piezometric conectat la priza de presiune practică în peretele de fund a rezervorului. Înălțimea coloanei de lichid va reprezenta sarcina sub care lucrează orificiul.

Se citește nivelul lichidului în tubul piezometric conectat la sonda Pitot. Înălțimea h_c va reprezenta sarcina sub care lucrează sonda Pitot.

- Determinarea coeficientului de debit α

Se cronometrează timpul t în care un volumul V de apă precizat este colectat, la ieșirea din orificiu.

Se citește înălțimea la care se ridică apa în tubul piezometric conectat la priza de presiune din suprafața de fund a rezervorului. Înălțimea reprezintă sarcina h_0 sub care funcționează orificiul.

7.6 Prelucrarea rezultatelor

- Determinarea coeficientului de contracție
 - Diametrul d_c al jetului în zona contractată: $d_c = \text{nr. diviziuni stânga} - \text{nr. diviziuni dreapta}$

- Coeficientului de contracție:
$$\varepsilon = \frac{A_c}{A_0} = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot \frac{4}{\pi d_0^2} = \frac{d_c^2}{d_0^2}$$

- Determinarea coeficientului de viteză

- Viteza în orificiu, exprimată din relația (7.7) pentru cazul $H=h_0$ este: $v_{orificiu} = \varphi\sqrt{2gh_0}$
- Viteza în orificiu exprimată cu ajutorul sarcinii h_c sub care funcționează tubul Pitot:

$$v_{orificiu} = \sqrt{2gh_c}$$

- Din egalarea celor două expresii se obține pentru coeficientul de viteză relația:

$$\varphi = \frac{\sqrt{h_c}}{\sqrt{h_0}}$$

- Determinarea coeficientului de debit

- Debitul prin orificiu se calculează din valorile pentru volumul V și timpul t determinate

experimental, cu relația: $Q = \frac{V}{t}$

- Coeficientul de debit se determină ținând cont de relația (7.11) care particularizată pentru cazul $H=h_0$ devine: $Q_{orificiu} = Q = \alpha\rho A_0\sqrt{2gh_0} = \alpha A_0\sqrt{2gh_0}$

obținându-se în final: $\alpha = \frac{4Q}{\pi d_0^2 \sqrt{2gh_0}}$

- Se vor trasa graficele $\alpha = f(Q)$

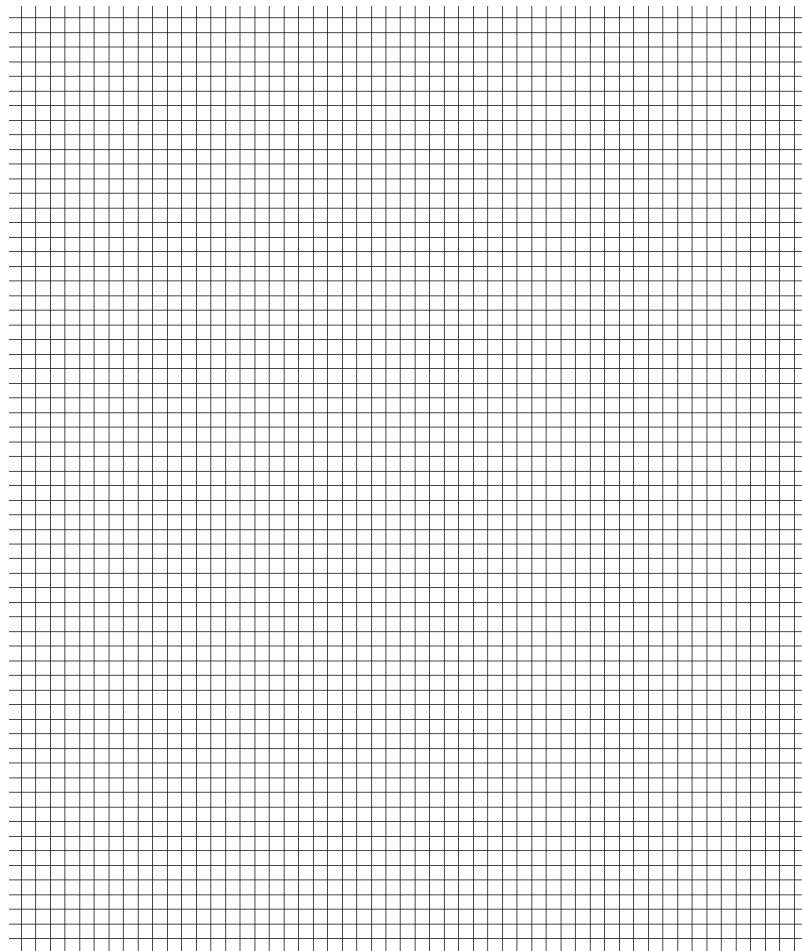
Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

Noțiuni teoretice

1. Ce sunt orificiile? Ce înțelegeți printr-un orificiu mic și liber?
2. Ce sunt ajutajele? Care sunt caracteristicile curgerii prin ajutaje?
3. Definiți fenomenul de contractie, secțiunea minim contractată și coeficientul de contractie?
4. Definiți coeficientul de viteză și coeficientul de debit.
5. Ce relație este între debitul care trece printr-un orificiu și cel care trece printr-un ajutaj având același diametru și lucrând sub aceeași sarcină?

Reprezentare grafică



TRASAREA CURBELOR CARACTERISTICE ALE POMPELOR CENTRIFUGE

8.1 Considerații teoretice

Pompele sunt mașini hidraulice care transformă energia mecanică în energie hidraulică, făcând parte din categoria generatoarelor hidraulice.

Pompele pot fi clasificate după cum urmează:

- Pompe volumice (exemplu: pompele cu pistonase, cu palete culisante sau cu roți dințate) - destinate în special sistemelor de acționare hidraulice, funcționând în cele mai multe cazuri cu ulei. În cazul acestor pompe transferul energetic de la pompă la lichid se realizează prin deplasarea periodică a unor volume de lichid variabile în timp, între racordul de aspirație și ce de refulare al pompei.
- Pompe centrifuge - utilizate în special în rețelele de alimentare cu apă dar și pentru vehicularea lichidelor în industria chimică, cea minieră sau metalurgică. Transferul energetic se realizează prin interacțiunea dintre un rotor prevăzut cu palete profilate și lichidul în care acesta este complet imersat.

Figura 8.1 oferă o prezentare a construcției unei pompe centrifuge, notațiile au următoarele semnificații: A – Element de etanșare; B – Flanșă cuplare motor; C – Arbore antrenare; D – Manson; E – Paletă; G – Orificiul de admisie; H – Rotor; I – Bucșă lagăr; J – Rotor; K – Orificiu de refulare

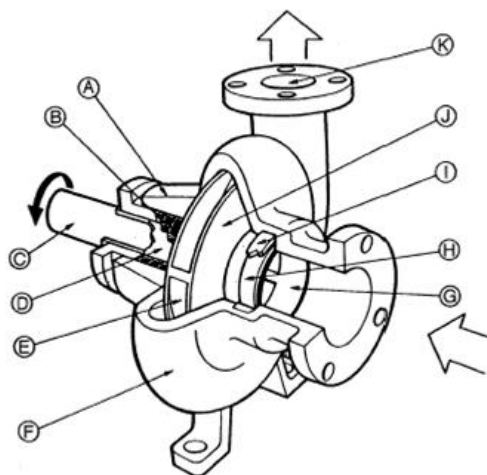


Figura 8.1. Reprezentare schematică a construcției unei pompe centrifuge

Așa cum se poate observa, lichidul intră în pompă prin racordul de aspirație și apoi, prin orificiul central de admisie, în rotorul constituit din două discuri profilate între care sunt dispuse paletele. Discul cu orificiul central se numește inel iar cel prin care rotorul este fixat pe arborele

prin care primește mișcarea de la motor se numește coroană. Atunci când rotorul se învâрте, lichidul conținut în spațiile interpaletare este accelerat, sub acțiunea forțelor centrifuge și împins către periferie, fiind expulzat în camera colectoare. Rolul acestei camere nu este doar acela de a colecta lichidul și de a-l conduce către racordul de refulare ci și de a transforma o parte din energia cinetică de care lichidul dispune la ieșirea din rotor în energie potențială de presiune. În vederea realizării acestei transformări dintr-o formă de energie hidraulică în alta și pentru a putea colecta întreg debitul de lichid vehiculat, secțiunea transversală a acestei camere crește continuu până la ieșirea din pompă prin racordul de refulare.

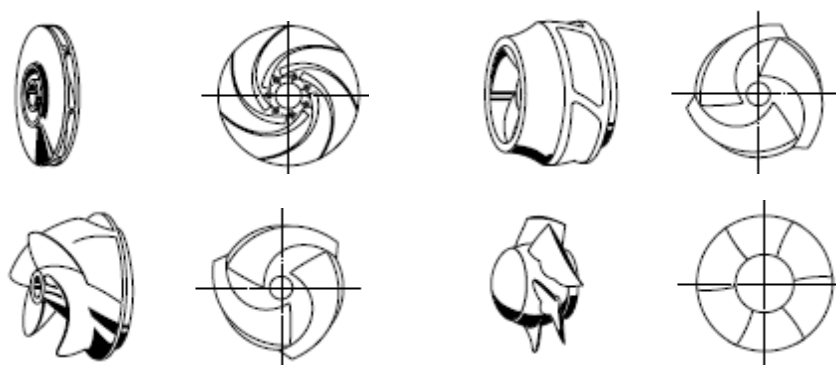


Figura 8.2. Tipuri de rotoare utilizabile la pompe centrifuge

În vederea caracterizării funcționării pompelor centrifuge este necesară introducerea unor mărimi care să cuantifice cantitatea de lichid care trece prin pompă, schimbul energetic care are loc în pompă precum și eficiența acestuia. În cazul tuturor mașinilor hidraulice care intră în categoria generatoare aceste mărimi, numite și parametri funcționali, sunt: debitul, înălțimea de pompare, puterea absorbită, puterea utilă, randamentul și turația. Ele se definesc după cum urmează:

Debitul Q – reprezintă cantitatea de lichid care trece prin secțiunea de ieșire (racordul de refulare) în unitatea de timp. În cazul pompelor centrifuge, în ipoteza incompresibilității lichidelor vehiculate, se utilizează debitul volumic, exprimat în unități SI în $[m^3/s]$:

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (8.1)$$

unde: ΔV reprezintă volumul de lichid care trece prin racordul de refulare în intervalul de timp Δt .

Înălțimea de pompare H – reprezintă energia specifică totală primită de lichid la trecerea prin pompă și, prin urmare, poate fi determinată ca diferența între energia specifică totală a lichidului de la intrarea și ieșirea în pompă. Energia specifică totală poate fi exprimată atât ca energia unității de greutate de lichid, notată cu H și exprimată în SI în unități de lungime $[m]$ sau ca energia ce revine unității de masă, exprimată în SI în $[J/Kg]$.

Pentru stabilirea expresiei înălțimii de pompare se pornește de la principiul I al termodinamicii, aplicat unității de masă de lichid care trece printr-un volum de control aproximat a coincide cu interiorul pompei:

$$W_s = d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g \cdot dz + \int vol \cdot dp + F \quad (8.2)$$

unde: - W_s reprezintă lucrul mecanic aplicat la arborele motor

- $d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ reprezintă variația energiei cinetice;

- $g \cdot dz$ reprezintă variația energiei potențiale de poziție;

- $\int vol \cdot dp$ reprezintă variația energiei potențiale de presiune (în condițiile în care vol = volumul specific sau volumul unității de masă). Dacă se notează cu p_1 și p_2 presiunile la intrare (racordul de aspirație) respectiv la ieșire (racordul de refulare) din pompă și se admite ipoteza incompresibilității lichidelor, se poate scrie:

$$\int vol \cdot dp = \int \frac{dp}{\rho} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad (8.3)$$

- F reprezintă energia disipată prin frecare și transformata ireversibil în căldură

Ținând cont de relația (8.3) și considerând că, în cele ce urmează, indicii 1 și 2 se referă la valorile mărimilor înregistrate la intrarea respectiv ieșirea din pompă, relația (8.2) se poate scrie:

$$W_s = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + F \quad (8.4)$$

Primii trei termeni din membrul drept al relației (8.4) reprezintă lucrul mecanic util, adică lucrul mecanic care servește creșterii energiei unității de masă a lichidului la trecerea acestuia prin pompă:

$$W_0 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad (8.5)$$

Împărțind relația (8.5) cu accelerația gravitațională g se obține o relație de formă:

$$H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (8.6)$$

Termenii din membrul drept reprezintă diferența dintre energia specifică totală (suma a energiilor specifice potențiale de poziție, de presiune și a energiei specifice cinetice) a lichidului de la ieșirea din pompă și cea de la intrarea în pompă.

Prin urmare H este înălțimea de pompare sau lucrul mecanic transferat lichidului pentru creșterea energiei sale specifice exprimat în unități de lungime, în SI [J/Kg] adică în m.

Dacă diametrul la racordul de refulare este același cu cel de la racordul de aspirație, cum este cazul pompei testate în lucrarea de față, vitezele v_1 și v_2 sunt egale, înălțimea de pompare fiind:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (8.7)$$

Ținând cont că presiunile p_2 și p_1 indicate de manometrele amplasate la ieșirea respectiv intrarea din pompă pot fi exprimate prin înălțimile coloanelor de lichid h_2 și h_1 care creează prin greutatea lor, presiunile p_2 și p_1 în punctele situate la cotele z_2 respectiv z_1 față de planul de referință arbitrar ales, relația (8.7) devine:

$$H = Z_2 - Z_1 + h_2 - h_1 \quad (8.8)$$

Uzual, planul de referință se ia în planul orizontal care trece prin axa rotorului, în această situație poziția relativă, pe verticală, a racordurilor de refulare și aspirație exprimată în relația (8.8) prin termenul $Z_2 - Z_1$, va putea fi exprimată, cu notația din Figura 8.3, după cum urmează:

$$H_d = Z_2 - Z_1 = h_d(\text{ieșire}) - h_d(\text{intrare}) \quad (8.9)$$

Înlocuind relația (8.9) în relația (8.8) se obține pentru înălțimea de pompare expresia:

$$H = H_d + h_2 - h_1 \quad (8.10)$$

Puterea utilă P_u reprezintă puterea transferată lichidului la trecerea prin pompă:

$$P_u = \rho g Q H \quad (8.11)$$

Puterea absorbită P_0 reprezintă puterea aplicată la axul motor pentru a realiza pomparea lichidului:

$$P_0 = U \cdot I \quad (8.12)$$

Randamentul η :

$$\eta = \frac{P_u}{P_0} \quad (8.13)$$

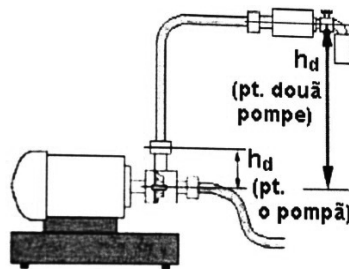


Figura 8.3 Stabilirea poziției h_d a secțiunilor de intrare/ieșire din pompă

Funcționarea pompei centrifuge în rețeaua de conducte pe care o deservește, depinde de relația existentă între parametrii funcționali prezentați mai sus și care poate fi materializată printr-o funcțională de formă: $f(Q, H, P_0, \eta, n) = 0$.

Datorită complexității acestei funcționale și a dificultății reprezentării grafice a suprafețelor caracterizate de o astfel de ecuație, se recurge la menținerea constantă a unui parametru și reprezentarea în plan a unei dependențe de două variabile, numită curbă caracteristică.

Din punct de vedere al exploatării pompelor, curbele cele mai utile sunt:

- Familia de curbe $H=f(Q)$ pentru $n = \text{constant}$, numite curbe de sarcină sau curbe caracteristice ale înălțimii de pompare.
- Familia de curbe $P=f(Q)$ pentru $n = \text{constant}$ care exprimă variația puterii absorbite (puterea consumată) cu debitul la turație constantă.
- Familia de curbe $\eta=f(Q)$ pentru $n=\text{constant}$. Curbele $\eta=f(Q)$ sunt deosebit de importante pentru cunoașterea comportării pompei la diferite debite.

Din suprapunerea acestor curbe rezultă caracteristică universală a pompei (vezi Figura 8.4) care caracterizează complet funcționarea pompei la o anumită turație.

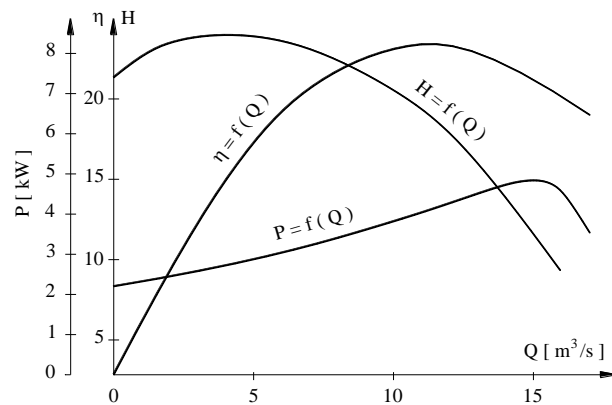


Figura 8.4 Caracteristică universală a pompei centrifuge

8.2 Obiectivul lucrării

Determinarea pe cale experimentală a curbelor caracteristice de funcționare ale unei pompe centrifuge cu turație variabilă.

8.3 Metoda utilizată

Măsurarea înălțimii de pompare, a debitului volumic și a puterii absorbite de motorul electric de acționare a pompei, pentru diferite turații.

8.4 Descrierea aparaturii

Echipamentul furnizat de către firmă Armfield, constă din: unitatea hidraulică de bază (UHB), care va fi utilizată împreună cu o pompă centrifugă cu turație variabilă care va fi testată și cu un subansamblu de refulare fixat printr-o placă de aluminiu în slotul din canalul prevăzut în partea superioară a UHB.

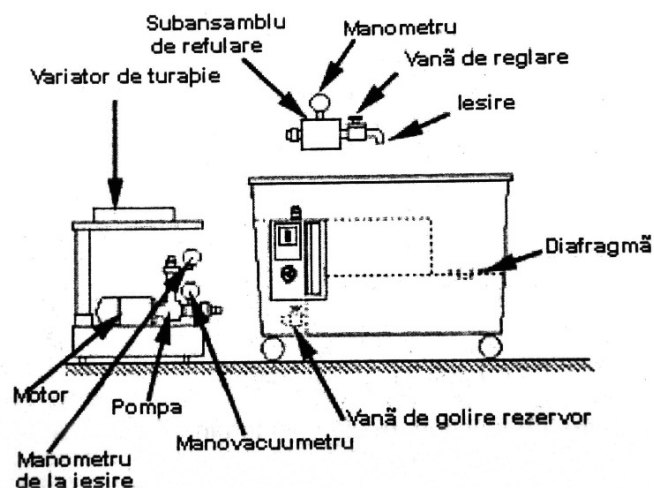


Figura 8.5 Standul ARMFIELD utilizat pentru determinarea experimentală a curbelor caracteristice

Pompa centrifugă suplimentară este montată împreună cu motorul electric de acționare pe un cadru suport cu picioare cu înălțime ajustabilă și este așezată pe sol, lângă UHB. Prin această poziționare și prin conectarea, prin intermediul unui tub transparent, a racordului de intrare (aspirație) al pompei la vana de golire a rezervorului UHB (aflată la partea inferioară a acestuia) se asigură condițiile pentru amorsarea pompei sub efectul greutatei lichidului din rezervor. Tot un tub transparent face legătura între racordul de ieșire (de refulare) al pompei și subansamblul de refulare constând dintr-un manometru, o vană de reglare a debitului și un tronson de conductă al cărui capăt liber se introduce în rezervorul etalonat al UHB.

La intrarea și la ieșirea din pompă sunt montate un manovacuumetru și respectiv un manometru pentru determinarea presiunilor de intrare și ieșire direct în metri coloană de apă.

Pompa este antrenată cu un motor electric de curent alternativ alimentat printr-un convertizor static de frecvență. Modificarea turației se face pe baza variației frecvenței tensiunii electrice de alimentare, variatorul putând asigura frecvențe între 5 și 60Hz. Sistemul electronic care generează tensiunea de alimentare a motorului electric cu frecvență variabilă are încorporat și un voltmetru și un ampermetru. Astfel, pe displayul LCD al convertizorului pot fi afișate, pe rând, funcțiile de butoanele care sunt tastate nu doar turația pompei ci și intensitatea curentului și a tensiunii de alimentare, date care sunt necesare pentru determinarea puterii absorbite de pompă.

8.5 Modul de desfășurare a lucrării

După așezarea cadrului suport pe care este montată pompa centrifugă care urmează a fi testată lângă UHB și eventuala ajustare a înălțimii acestuia se efectuează următorii pași:

1. Se face legătura, prin intermediul a două tuburi flexibile, între racordul de aspirație al pompei și vana de golire a UHB pe de o parte precum și între racordul de refulare al pompei și subansamblul de refulare.
2. Se deschide vana de golire a UHB, asigurând astfel amorsarea pompei și se închide vana de reglare a debitului din subansamblul de refulare.
3. Se activează variatorul de turație apăsând butonul START situat în partea laterală a blocului de comandă.
4. Se apasă butonul RUN pentru pornirea pompei.
5. Se utilizează butoanele \wedge și \vee pentru a regla o frecvență de alimentare la 50Hz, citibilă pe displayul blocului electronic.
6. Se deschide complet vana de reglare a debitului din subansamblul de refulare.
7. Se închide valva cu bilă a rezervorului etalonat al UHB și se cronometrează timpul Δt în care se acumulează un anumit volum de apă.
8. Se citesc valorile presiunilor de la intrarea și ieșirea din pompă indicate de manovacuumetru și manometru, care exprimate în mH_2O reprezintă înălțimile h_2 și h_1 .
9. Se citesc următoarele mărimi afișabile pe displayul blocului electronic: turația n în rot/min, intensitatea curentului I în Amperi și tensiunea U în Volți. Butonul FUNC/DATA se utilizează pentru comutarea între diferitele mărimi pe care dorim să le afișăm:
 - a. Se apasă FUNC/DATĂ o dată pentru a afișa frecvența

- b. Se apasă FUNC/DATA încă o dată pentru a afișa intensitate curentului de ieșire i
 - c. Se apasă FUNC/DATA încă o dată pentru a afișa tensiunea la ieșire .
10. Se reglează 10-15 regimuri de lucru, dând diferite deschideri vanei de reglare a debitului și pentru fiecare se repetă pașii 7-9
11. Se repetă pașii 5-10 după reglarea unor frecvențe de 40Hz și 30Hz.

8.6 Prelucrarea rezultatelor

Pentru fiecare regim de lucru, se calculează următoarele mărimi:

- Debitul Q cu ajutorul relației (8.1).
- Înălțimea de pompare H , cu ajutorul relațiilor (8.9) și (8.10), în care h_1 și h_2 reprezintă indicațiile manovacuumetrului și manometrului de la intrarea respectiv ieșirea din pompă iar $h_d(ieșire) = 0.170$ m și $h_d(intrare) = 0.020$ m.
- Puterea utilă P_u se calculează cu relația (8.11).
- Puterea absorbită se calculează cu relația: (8.12).
- Randamentul η se calculează cu relația (8.13).

Se reprezintă grafic: $H=f(Q)$, $P_o=f(Q)$ și $\eta=f(Q)$

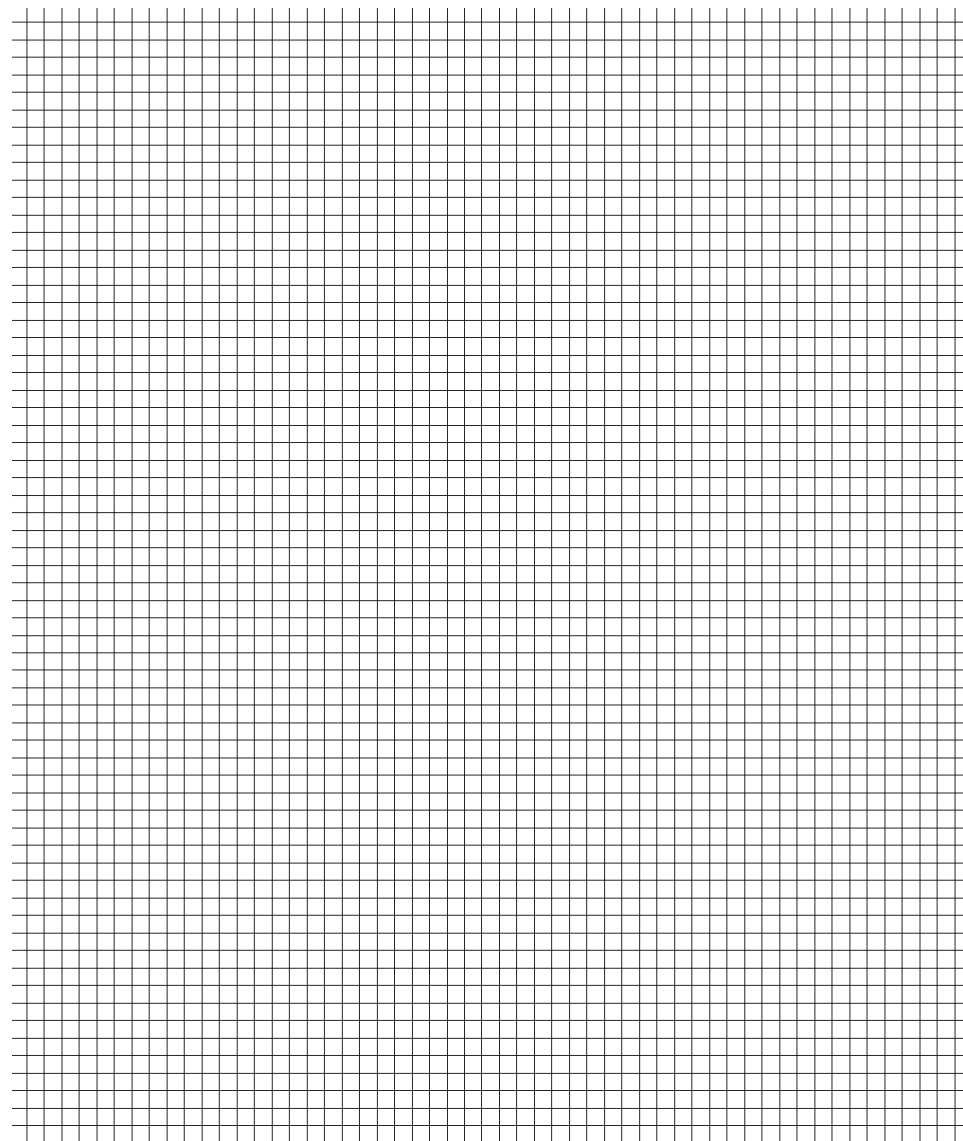
Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

Noțiuni teoretice

1. Ce este o pompa hidraulică? Care sunt diferențele dintre o pompa volumică și una centrifugă?
2. Definiți succint următorii parametri funcționali ai unei turbopompe: debitul, înălțimea de pompare, puterea utilă, puterea absorbită, randamentul.
3. Ce înțelegeți prin curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge? Care sunt cele mai utile curbe caracteristice din punct de vedere al exploatarei pompei?
4. Prezentați succint modul în care s-a determinat pe cale experimentală randamentul pompei centrifuge (pentru fiecare mărime care intervine în expresia randamentului precizați modul în care aceasta a fost determinată/măsurată)

Reprezentare grafică



CUPLAREA POMPELOR CENTRIFUGE ÎN SERIE ȘI PARALEL

9.1 Considerații teoretice

A. Cuplarea pompelor centrifuge în paralel

În lucrarea 8 sunt definiți parametrii de funcționare ai pompelor centrifuge și modul experimental de trasare a curbelor caracteristice specifice acestora. Aceste curbe permit stabilirea domeniului optim de funcționare, și constituie criteriu de alegere a unei pompe, pentru utilizare într-o rețea dată. Dacă, caracteristică rețelei nu dă posibilitatea alegerii unei tipodimensiuni de pompă, care să se încadreze în domeniul optim de funcționare din punct de vedere energetic, se poate recurge la cuplarea, a două sau mai multe pompe în paralel, sau serie.

În cazul în care debitul, Q , livrat de o pompă, este insuficient pentru alimentarea consumatorilor din rețea, se pot cupla în paralel două sau mai multe pompe. Obișnuit, aspirația este independentă pentru fiecare pompă, refularea făcându-se într-o conductă comună.

O astfel de soluție este exemplificată în Figură 9.1, în care notațiile au următoarele semnificații (soluția presupune legarea în paralel a două pompe identice):

- H_1 este înălțimea de pompare (caracteristica interioară), corespunzătoare unei singure pompe;
- H_{1+2} - înălțimea de pompare corespunzătoare pompelor cuplate în paralel;
- F_1 - punctul de funcționare al unei singure pompe în rețea;
- F_{1+2} - punctul de funcționare al pompelor cuplate în rețea;
- $H = f(Q)$ - curba caracteristică interioară (caracteristica pompei, sau a pompelor cuplate);
- $H_c = f(Q)$ - curba caracteristică exterioră (caracteristica rețelei);
- H_1, η_{1+2} - curbe de randament.

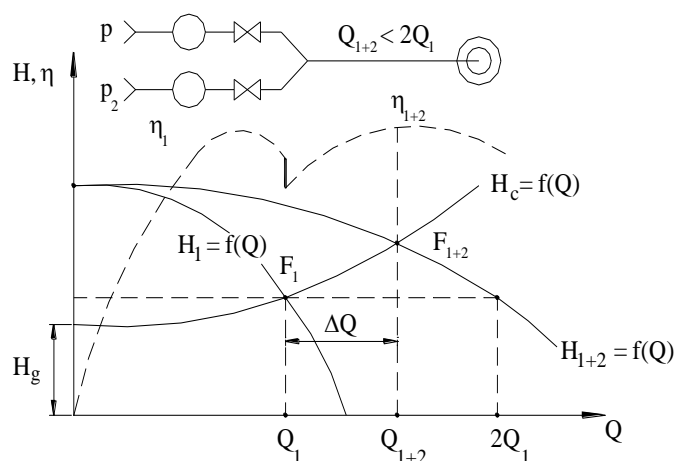


Figura 9.1 Cuplarea în paralel a două pompe având caracteristici identice.

Pentru a găsi curba caracteristică interioară a pompelor cuplate, se dublează abscisele, Q_1 , corespunzătoare ordonatei, H . În cazul a trei sau patru pompe, abscisele se vor tripla, sau cuadrupla.

Punctul de funcționare, se va găsi la intersecția curbei caracteristice exterioare, cu caracteristica interioară a celor două pompe (punctul F_{1+2}).

Dacă în rețea funcționează o singură pompă, aceasta va livra debitul Q_1 . După cum se remarcă din Figura 9.1:

$$Q_1 + \Delta Q = Q_{1-2}, \quad (9.1)$$

Adică, se obține o creștere de debit $\Delta Q < Q_1$. Această creștere va fi, cu atât mai mare, cu cât panta curbei caracteristice exterioară, este mai puțin abruptă, iar panta curbei caracteristice interioară, mai plată.

Observație. Se pot conecta în paralel și pompe având curbe caracteristice diferite, însă cu condiția ca în punctul M, de întâlnire al conductelor separate, (Figura 9.2) să se stabilească un regim de presiuni egale. Curba comună H_{1+2} , se poate obține însumând abscisele Q_x , corespunzătoare aceluiași înălțimi H_x .

La intersecția caracteristicii exterioare cu curba comună H_{1+2} , se obține punctul de funcționare F_{1+2} , având debitul Q și înălțimea de pompare H_F , pompa 1, funcționând în punctul B_1 , deci cu debitul Q_{B1} , iar pompa 2, funcționând în punctul B_2 , cu debitul Q_{B2} . Dacă pe aceeași rețea, fiecare pompă ar funcționa separat, s-ar realiza punctele de funcționare F_1 , respectiv F_2 , adică debitele Q_{F1} , respectiv Q_{F2} .

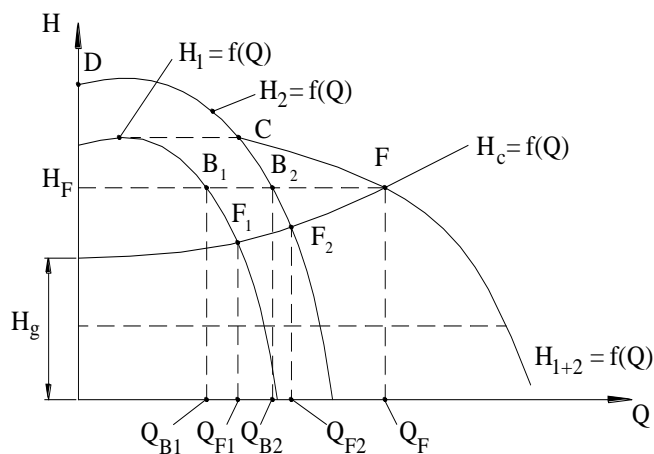


Figura 9.2 Cuplarea în paralel a două pompe având caracteristici diferite

Din Figura 9.2, rezultă:

$$Q_F = Q_{F1} + Q_{F2}. \quad (9.2)$$

Diferența:

$$\Delta Q = (Q_{F1} + Q_{F2}) - Q_F, \quad (9.3)$$

Numită și debit redus datorită funcționării în paralel, se produce din cauza creșterii pierderilor hidraulice ca urmare a sporirii debitului pompat.

Dacă punctul de funcționare al pompei 2, se află între C și D, în punctul M, de întâlnire al conductelor separate, nu se poate stabili un regim de presiuni egale (Figura 9.2); numai o parte din

debitul livrat de pompă 2, va trece către consumatori, restul trecând prin pompa 1, care în această situație funcționează ca frână hidraulică. Caracteristica pompei pentru debite negative este dată de porțiunea de curbă KL. Curba de funcționare comună H_{1+2} , se poate obține scăzând abscisele negative ale ramurii KL, din ramura CD. În general se evită legarea în paralel a pompelor cu curbe caracteristice diferite

B. Cuplearea pompelor centrifuge în serie

În practică, cuplarea în serie a pompelor centrifuge se face cu scopul de a mări înălțimea de pompare a fluidului debitat în rețea. Pompele sunt montate una după alta (refularea primei se leagă la aspirația celei de-a doua), ceea ce înseamnă că debitul care le străbate este același ($Q_{1+2} = Q_1 = Q_2$), iar înălțimea de pompare este dată de suma înălțimilor produse de fiecare ($H_{1+2} = H_1 + H_2$). Și în acest caz se pot realiza montaje cu pompe identice sau diferite.

În Figură 9.3 este reprezentată schema determinării curbei caracteristice interioară a două pompe identice cuplate în serie. Principiul de construcție a caracteristicii este același ca mai sus, cu observația că la acest gen de cuplare se însumează ordonatele aferente fiecărui debit în parte.

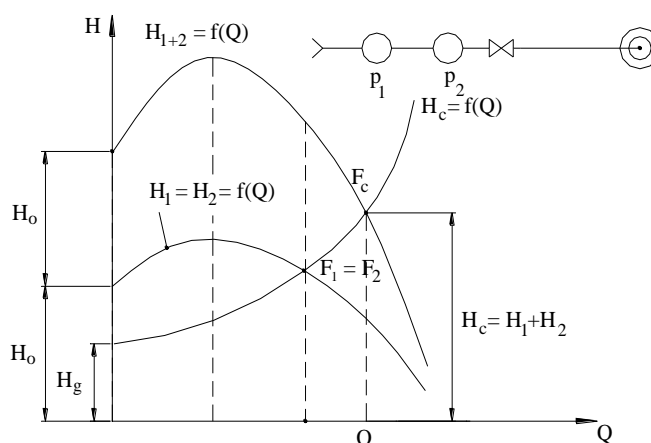


Figura 9.3 Cuplearea în serie a pompelor având caracteristici identice

Din caracteristica interioară a cuplării rezultă și aici că eficiența montajului depinde de forma cubei caracteristice exterioare (a rețelei), ea fiind recomandată pentru rețele cu pantă cât mai abruptă.

Cuplearea în serie a două pompe cu caracteristici diferite este reprezentată în Figura 9.4, construcția caracteristicii ansamblului se face după aceleași principii, adică însumarea sarcinilor corespunzătoare la diferite debite. De asemenea și aici un punct de funcționare critic P, determinat de un debit Q, care marchează începutul unei zone, unde rezultatul cuplării este nerațional, deoarece înălțimea de pompare obținută este mai mică decât cea furnizată de o singură pompă care ar lucra independent în rețea. În această zonă, o parte din sarcina dată de pompă mai puternică 2, este folosită pentru a compensa funcționarea pompei 1, pe ramura negativă a curbei de sarcină.

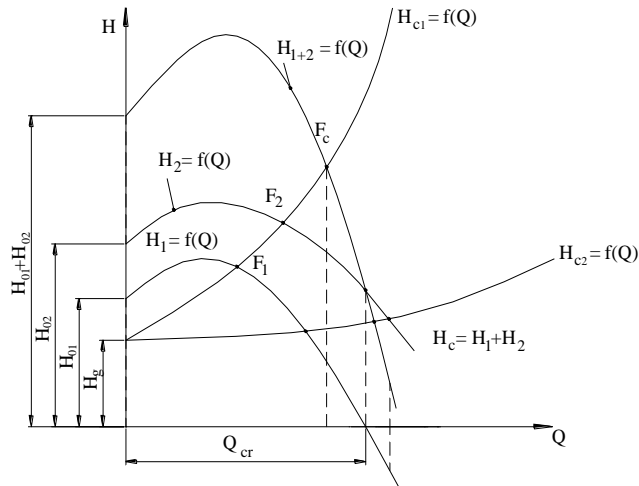


Figura 9.4 Cuplarea în serie a pompelor având caracteristici diferite

9.2 Obiectivul lucrării

Determinarea pe cale experimentală a curbelor caracteristice de funcționare a două pompe centrifuge cuplate în serie și în paralel.

9.3 Metoda utilizată

Măsurarea presiunilor de la racordul de aspirație și de refulare, a debitului volumic și a puterii absorbite de motorul electric de acționare a uneia dintre pompe.

9.4 Descrierea aparaturii

Echipamentul furnizat de către firmă Armfield, constă din:

- unitatea hidraulică de bază (UHB), a cărei pompă va fi utilizată în conexiune cu o pompă exterioară care poate fi sau pompa centrifugă cu turație variabilă F1-27 sau o pompă centrifugă cu turație fixă notată F1-26
- subansamblu de refulare fixat printr-o placă de aluminiu în slotul din canalul de deversare prevăzut în partea superioară a UHB.

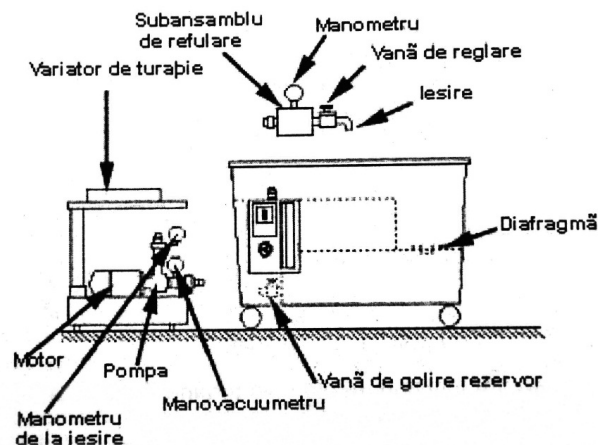


Figura 9.5 Componentele echipamentului utilizat

Utilizarea pompei F1-27 permite determinarea tuturor caracteristicilor în timp ce utilizarea pompei F1-26 doar a celei $H=f(Q)$.

Așa cum se cunoaște deja, pompa F1-27 este prevăzută cu un sistem electronic care generează tensiunea de alimentare a motorului electric cu frecvență variabilă. Dacă se reglează o frecvență de 50 Hz atunci caracteristicile acestei pompe sunt identice cu cele ale pompei F1-26 și ale pompei din interiorul UHB. În acest caz, cuplarea serie/paralel a pompei F1-27 cu cea a UHB va corespunde cazului cuplării serie/paralel a pompelor având caracteristici identice.

În cazul în care se reglează frecvențe diferite de 50Hz, caracteristicile pompei F1-27 se vor modifica, cuplarea ei în serie și în paralel cu pompa UHB corespunzând cazurilor de cuplare în serie/paralel a pompelor având caracteristici diferite.

Pompa centrifugă suplimentară (F1-26 sau F1-27) este montată împreună cu motorul electric de acționare pe un cadru suport cu picioare cu înălțime ajustabilă și este așezată pe sol, lângă UHB.

Cuplarea în serie a pompelor impune realizarea circuitului deschis prezentat în Figura 9.6. Circuitul pornește de la pompa UHB, care aspiră direct din rezervorul UHB și refulază în canalul deversor situat în partea superioară a UHB, în care există un racord cu filet. Un furtun de plastic semitransparent având lungimea de 1.5 m face conexiunea între acest racord și racordul de respirație al pompei suplimentare. Un al doilea furtun, de același tip, este utilizat pentru a conecta racordul de refulare al pompei exterioare și racordul subansamblului de refulare.

Manovacuumetrul de la racordul de aspirație al pompei exterioare va indica presiunea de refulare a primei pompe, mai puțin pierderile de pe furtunul de legătură. Manometrul din subansamblul de refulare va indica presiunea de refulare a grupului format din cele două pompe cuplate în serie, mai puțin pierderile de pe tronsoanele de furtun.

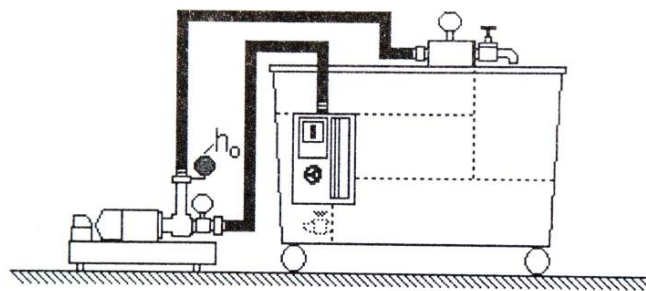


Figura 9.6 Standul experimental pentru testarea pompelor legate în serie

Cuplarea în paralel a celor două pompe impune realizarea circuitului prezentat în Figura 9.7. În acest caz ambele pompe aspiră din rezervorul UHB, racordul de aspirație al pompei exterioare fiind legat prin intermediul unui tronson de furtun flexibil la vana de golire a UHB. Un furtun semitransparent lung (~1.5 m) având un capăt legat la racordul de refulare al pompei exterioare și un furtun scurt (~15 cm) având un capăt legat la racordul din canalul deversor al UHB și o ramificație T sunt utilizate pentru a conecta refularea fiecărei pompe cu subansamblul de refulare.

Presupunând că presiunile la racordul de aspirație sunt aceleași, ele vor fi determinate prin citirea indicației h_i a manovacuumetrului de la aspirația pompei exterioare. Presiunea de refulare, identică pentru ambele pompe se va determina citind indicația h_m a manometrului din subansamblul de refulare.

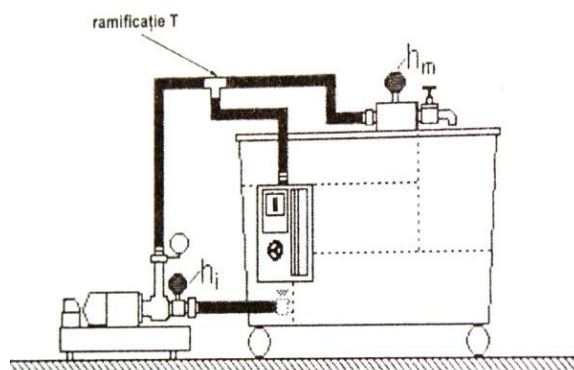


Figura 9.7 Aranjamentul experimental pentru testarea pompelor legate în paralel

9.5 Modul de desfășurare a lucrării

Testarea pompelor cuplate în serie

După efectuarea conexiunilor prezentate mai sus și punerea sub tensiune a pompei exterioare (dacă se utilizează pompa F1-27 se reglează frecvența curentului la 50 Hz) se trece la următoarele operații:

Se pornește pompa UHB. Pentru a nu apărea șocuri hidraulice datorită comprimării aerului din furtunile de legătură, se va deschide foarte puțin și foarte încet robinetul subansamblului de refulare.

Se pornește și pompa exterioară, după ce ne-am asigurat ca aerul din sistem a fost evacuat. Manometrul subansamblului de refulare va indica o dublare a presiunii de refulare.

Se deschide complet vana de reglare a subansamblului de refulare, obținându-se debitul maxim

Pentru acest debit reglat se vor face citirile necesare determinării mărimilor caracteristice după cum urmează: ► indicațiile manovacuumetrului h_0 la aspirația pompei exterioare și a manometrului h_m din subansamblul de refulare; ► valoarea intensității I și a tensiunii U citite bile pe displayul blocului electronic (numai în cazul utilizării F1-27) și se va cronometra timpul Δt în care se colorează un volum ΔV în rezervorul UHB, după închiderea supapei cu bilă.

Se repetă determinările de mai sus, pentru diferite înălțimi de pompare reglate prin manevrarea vanei de reglare a subsistemului de refulare, inclusiv pentru poziția complet închisă a vanei.

Prin manevrarea robinetului de control a UHB se poate varia presiunea statică în sistem. Pentru studiul influenței acestei variații asupra mărimilor caracteristice ale cuplajului pompelor în serie.

Testarea pompelor cuplate în paralel

După efectuarea conexiunilor prezentate în Figura 9.7 se efectuează următoarele operații:

- Se deschide vana de golire a UHB, pentru a asigura amorsarea pompei exterioare. Pompa UHB este amorsată dacă rezervorul interior al unității este plin cu apă.
- Se închide vana de reglare a subansamblului de refulare și robinetul de control a UHB.
- Se reînchide vana de golire a UHB pentru a împiedica curgerea inversă a apei prin pompa exterioară.
- Se pornește pompa UHB, apa refulată comprimând aerul de pe tuburile de legătură.
- Se pornește pompa exterioară și se deschide robinetul de evacuare al UHB pentru a deschide aspirația pompei exterioare.
- Se deschide încet vana de reglare a subansamblului de refulare, asigurându-se evacuarea aerului comprimat și se va asigura uniformitatea funcționării pompelor.
- În cazul deschiderii maxime a vanei de pe refularea comună, debitul refulat de cele două pompe cuplate va fi dublul celui refulat de o singură pompă. Pentru cazul în care acest debit depășește limita de 1.4 l/s, firma Armfield propune determinarea debitului prin metoda orificiului calibrat. Pentru aceasta se îndepărtează bila de cauciuc a supapei cu bilă a rezervorului și se utilizează orificiul calibrat. Se așteaptă câteva minute până la stabilizarea nivelului apei în rezervor. Acest nivel corespunde sarcinii la care debitul dat de cele două pompe cuplate în paralel este egal cu debitul scurs prin orificiul calibrat. Sarcina este dată de indicația citită pe sticla de nivel aflată pe peretele frontal al UHB, corespondența între această indicație și debit fiind dată în documentația pusă la dispoziție de firma producătoare.
- Se efectuează citirile aparatelor de măsură conform pașilor 4, 5, 6 de la testarea pompelor legate în serie.

9.6 Prelucrarea rezultatelor

Pentru fiecare tip de cuplaj și fiecare regim de lucru, după efectuarea măsurătorilor se calculează următoarele mărimi:

$$\text{Debitul } Q \text{ cu ajutorul relației: } Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} .$$

Înălțimea de pompare H , cu ajutorul relațiilor:

$$H = H_d + h_2 - h_1 .$$

$$H_d = h_d(\text{ieșire}) - h_d(\text{intrare})$$

în care h_1 și h_2 reprezintă indicațiile manovacuumetrului respectiv manometrului din subansamblul de refulare iar $h_d(\text{ieșire})$ respectiv $h_d(\text{ieșire})$ se stabilesc ca și la lucrarea 8 (vezi și Figura 9.8)

H_d manometru subansamblu refulare = 0.960 m

H_d manometru ieșire pompa exterioară = 0.170 m

H_d manometruvacuumetru intrare pompa exterioară = 0.020 m

H_d intrare pompa UHB = 0.240 m

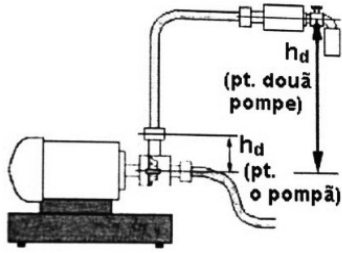


Figura 9.8 Stabilirea poziției h_d a secțiunilor de intrare/ieșire din pompă

Puterea utilă P_u se calculează cu relația:

$$P_u = \rho g Q H$$

Puterea absorbită de pompe se calculează cu relația:

$$P_0 = 2U \cdot I$$

Randamentul η se calculează cu relația:

$$\eta = \frac{P_u}{P_0}$$

Randamentul obținut este un randament de grup în care intră și pierderile de pe tuburile de legătură.

După calculul tuturor acestor mărimi se reprezintă grafic $H=f(Q)$, $P_0=f(Q)$ și $\eta=f(Q)$.

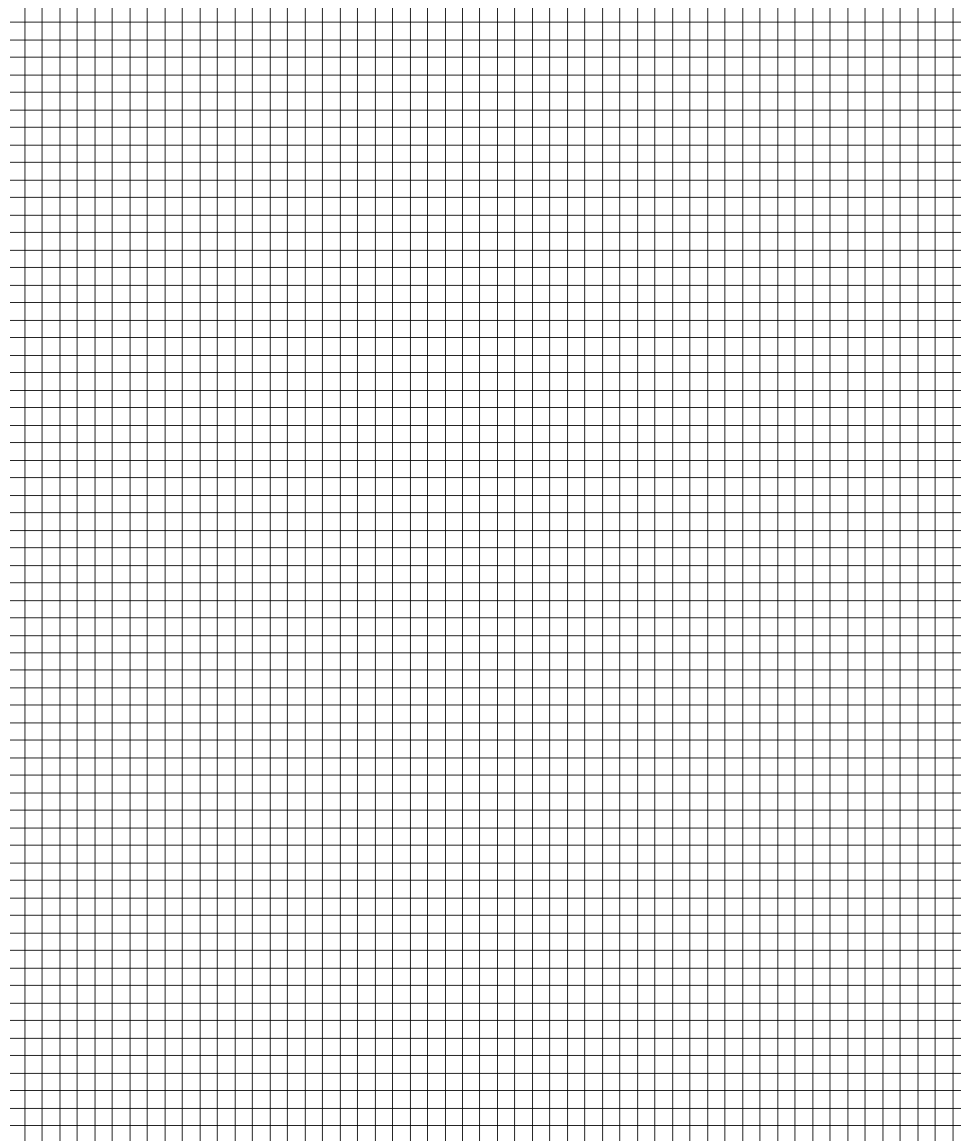
Lucrarea 9:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

Noțiuni teoretice

1. Care sunt parametri caracteristici ai unei pompe centrifugale? Ce dependente ale acestora sunt reprezentate prin curbele caracteristice ale unei pompe?
2. Ce înțelegeți prin caracteristica exterioară? Dar prin punctul de funcționare al unei pompe centrifuge?
3. În ce scop se recurge la cuplarea în serie respectiv în paralel a două pompe centrifuge?
4. Explicați succint modul în care se poate construi caracteristica ansamblului de două pompe centrifuge identice legate în serie respectiv în paralel.?

Reprezentare grafică



STUDIUL TURBINEI DE TIP PELTON

10.1 Considerații teoretice

Turbinele hidraulice sunt mașini hidraulice (motoare hidrodinamice) destinate transformării energiei cursurilor de apă în energie mecanică.

Funcționează de regulă în cadrul unor amenajări hidroenergetice (complex de construcții hidrotehnice, instalații hidromecanice și electrice care concurează la transformarea energiei cursurilor de apă în energie mecanică și apoi electrică, (figura 10.1).

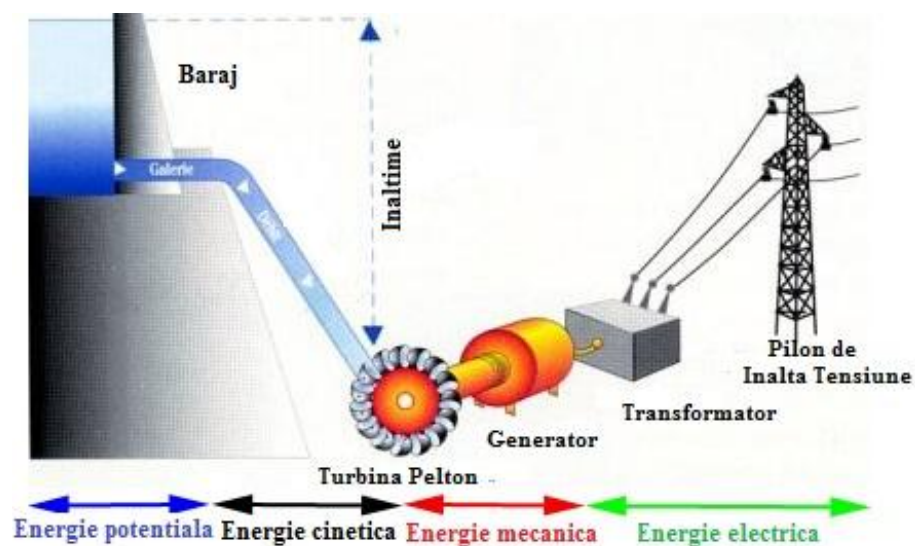


Figura 10.1. Amenajare hidroenergetică

Clasificarea turbinelor hidraulice după tipul constructiv are în vedere direcția preponderentă a traiectoriei particulelor de lichid din zona rotorului, ele având denumirea și după numele inventatorului. Această clasificare este redată în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1

TURBINA HIDRAULICĂ	TRAIECTORIA	INVENTATORUL
Tangențială	proiectată în plan transversal	Pelton (P)
Radial-Axială	rabatută în plan axial	Francis (F)
Diagonală	rabatută în plan axial	Deriaz (D)
Axială	rabatută în plan axial	Kaplan (K)

Parametrii turbinelor hidraulice

Următoarele mărimi fizice și funcții caracteristice, sunt importante pentru caracterizarea funcționării unei turbine: diametrul rotorului, căderea turbinei hidraulice, puterea turbinei, debitul turbinei, turația rotorului, randamentul turbinei, turația specifică, gradul de reacțiune.

Diametrul rotorului, sau diametrul nominal al turbinei hidraulice, se definește în mod specific pentru fiecare tip de turbină, valorile uzuale fiind cuprinse în intervalul $0,2 \div 12$ m.

Căderea sau sarcina turbinei hidraulice, se definește ca diferența energiilor specifice totale ale lichidului (apei), din secțiunea de intrare respectiv secțiunea de ieșire din turbina hidraulică. Valorile obișnuite sunt $H_T = 2 \div 2000$ m. Pentru energiile specifice raportate la unitatea de greutate se introduce căderea turbinei hidraulice de expresie:

$$H_T = \frac{p_i - p_e}{\rho \cdot g} + z_i - z_e + \frac{\alpha_i \cdot v_i^2 - \alpha_e \cdot v_e^2}{2 \cdot g} \quad (10.1)$$

unde indicele "i" și indicele "e", definesc energiile specifice ale apei în secțiunea de intrare, respectiv ieșire din turbină:

- p_i, p_e sunt presiunile statice;
- z_i, z_e - înălțimile de poziție;
- v_i, v_e - vitezele medii ale apei în cele două secțiuni.

Puterea turbinei este puterea stereomecanică dezvoltată la ieșirea din turbina hidraulică, la arborele rotorului și este egală cu:

$$P_T = M \cdot \omega \quad (10.2)$$

Puterile uzuale se găsesc într-un interval foarte larg la turbinele hidraulice, și anume: $P_T = 1 \div 10^6$ kW.

Debitul turbinei se definește drept cantitatea de apă măsurată volumic ce intră în turbină în unitatea de timp.

Turația rotorului are valori în intervalul, $n = 50 \div 1000$ rot/min., în trepte de sincronism în cazul cuplării directe între turbina hidraulică și generatorul electric în curent alternativ. Turația de sincronism este:

$$n_{\text{sinc}} = \frac{60 \cdot f}{pp} \quad (10.3)$$

Dacă frecvența curentului electric este de $f = 50$ Hz, iar numărul perechilor de poli ai generatorului electric $pp \in N$ relația (10.3) devine:

$$n_{\text{sinc}} = \frac{3000}{pp} \quad [\text{rot/min}] \quad (10.4)$$

Sensul de rotație al turbinei în principiu este indiferent. Se propune ca sens de rotație spre dreapta, adică după acele ceasornicului dacă se privește hidroagregatul de la generatorul electric spre turbina hidraulică.

Randamentul turbinei este o funcție care se definește ca o măsură a calității transformării energetice din mașină, acesta fiind maxim la regimul staționar, nominal, de proiectare.

Randamentul maxim al turbinei în funcție de turația specifică la diferite tipuri de turbine, determină alegerea intervalului optime ale turației specifice pentru acestea. În general randamentul maxim la turbine se situează între valorile $\eta_{T_{\max}} = 0.8 \div 0.95$.

Randamentul total al turbinei hidraulice se determină cu relația:

$$\eta_T = \frac{P_s}{P_h} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_T} \quad (10.5)$$

Turația specifică se definește ca fiind turația unei turbine care sub acțiunea unei căderi de 1 m, dezvoltă o putere la arborele mașinii de 1 CP. Formula de definiție pentru apă, are expresiile:

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{P_s}}{H_T^{\frac{5}{4}}} \cong 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q \cdot \eta_T}}{H_T^{\frac{3}{4}}} = 3,65 \cdot n_q \cdot \sqrt{\eta_T} \quad (10.6)$$

Turația specifică optimă așa cum se observă și din figura 10.2, este un indicator sintetic al tipului constructiv cel mai potrivit de turbină hidraulică pentru o amenajare și condiții date.

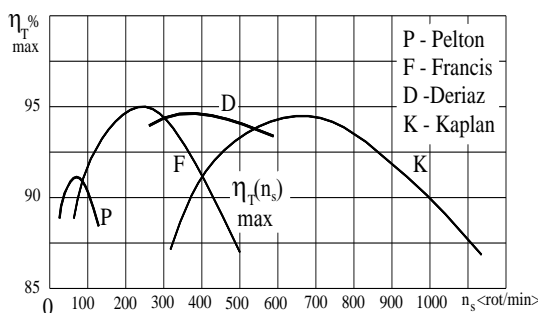


Figura 10.2. Turația specifică

Tendința modernă este de creștere a turației specifice cu următoarele avantaje și dezavantaje:

- gabarite reduse ale turbinei hidraulice;
- viteze mai mari ale apei prin turbină;
- pericol mărit de apariție a fenomenului de cavitație.

În centralele hidroelectrice moderne sunt utilizate turbine avînd turația specifică n_s , cuprinsă între $2 \div 1200$ rot/min. Cu cât n_s crește, turbina este mai rapidă, are nevoie de debit mai mare, de cădere mai mică, de diametru mai mic.

Pentru a garanta obținerea în exploatare a performanțelor specificate pentru o anumită mașină, este necesară încercarea acesteia. La turbinele hidraulice încercările se efectuează în mod obișnuit în două etape. Mai întîi sunt realizate încercări în laborator pe modele reduse, într-o gamă largă de condiții funcționale. În a doua etapă, rezultatele obținute pe model se verifică la probele de recepție după execuția industrială. În vederea cunoașterii modului de comportare a turbinelor se obișnuiește reprezentarea grafică a dependențelor funcționale între diferiți parametri.

Se reprezintă în mod obișnuit, următoarele curbe caracteristice:

- debit funcție de turație;
- moment funcție de turație;
- puterea cedată de turbină funcție de turație;

- randament funcție de turație.

Aceste curbe sunt prezentate calitativ în figura 10.3.

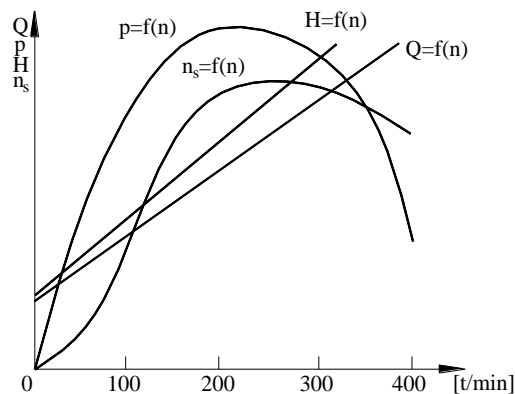


Figura 10.3. Curbe caracteristice

Se observă din figură că odată cu creșterea turației momentul se micșorează, variația fiind aproape liniară. Turația pentru care momentul este nul, se numește turație de ambalare. Cunoașterea acestei valori este importantă în exploatare, deoarece, dacă nu sunt luate precauții speciale, se poate ajunge la turația de ambalare atunci când generatorul antrenat de turbină este brusc deconectat de la rețea, iar injectorul deschis. Turația de ambalare este cea mai mare turație pe care o poate atinge grupul, funcționarea în această situație fiind periculoasă pentru securitatea agregatului. În general, sistemul de reglare al turbinei se concepe astfel încât turația de ambalare să nu poată fi atinsă.

Puterea cedată de turbină, este denumită adesea putere utilă, sau putere la arbore și se determină conform relației (10.2). Rezultă deci, că pentru turație nulă ($\omega = 0$), puterea utilă este zero. De asemenea, la turația de ambalare, momentul fiind nul, puterea utilă este zero. Între aceste două puncte puterea variază aproximativ parabolic, existând o turație bine definită pentru care se atinge valoarea maximă.

Deoarece în expresia randamentului, puterea utilă intervine la numărător, pentru turațiile pentru care aceasta este zero, randamentul devine zero. Se menționează că acest mod de reprezentare al dependențelor nu este unicul posibil.

Construcția turbinei tangențiale de tip Pelton

Sub denumirea de turbină Pelton, se grupează motoarele hidraulice cu acțiune totală fiind potrivită pentru debite mici și căderi mari, deci pentru turații specifice $n_s \in (2 \div 64)$. Construite pentru prima dată în anul 1880, de către Pelton, au cunoscut o largă aplicare.

Schema principială a unei astfel de mașini este redată în figura 10.4. În general turbinele Pelton au în componența lor trei organe principale: rotorul, injectorul, carcasa.

Rotorul este format dintr-un disc pe care sunt dispuse paletele, având o configurație care face ca jetul fluid care le izbește să își modifice direcția cu 180° , realizându-se astfel, o forță hidrodinamică maximă, adică un moment maxim la arborele acestuia.

Injectorul are misiunea de a crea un jet compact, de debit și de direcție date.

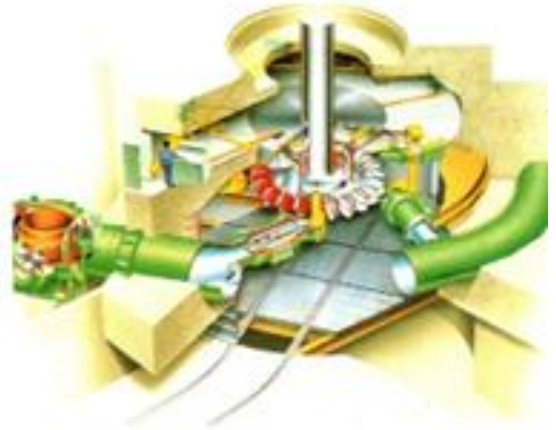
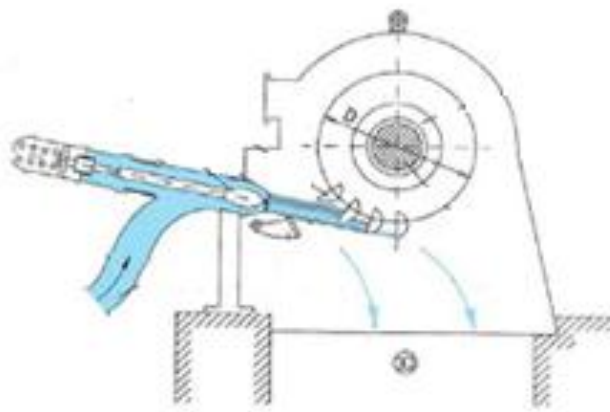


Figura 10.4. Reprezentarea schematică a unei turbine Pelton



A)

B)

Figura 10.5. A) Rotor Pelton (Diametrul 2m; Masa 3000 kg); B) Injector

Foța hidrodinamică cu care jetul acționează asupra unei cupei

Pentru a determina forța de acțiune a jetului asupra cupei s-a realizat schița din figura 10.6.

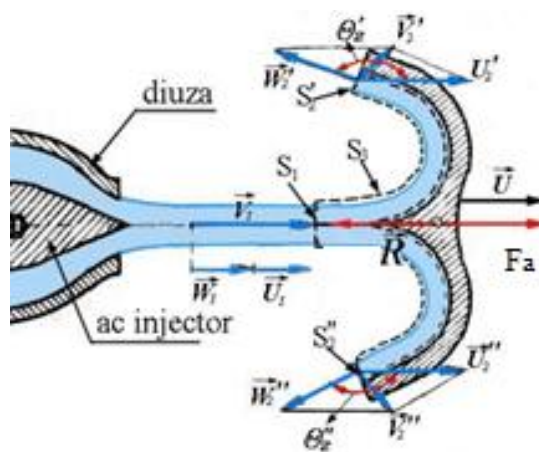


Figura 10.6. Acțiunea jetului asupra cupei

Considerînd domeniul de fluid delimitat în figura 10.6 cu linie punctată se pot scrie:

- Ecuația de continuitate:

$$Q_1 = Q_2' + Q_2'' \quad (10.7)$$

- Relația lui Bernoulli:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2}{2g} = z_2' + \frac{p_2'}{\rho g} + \frac{W_2'^2}{2g} \quad (10.8)$$

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2}{2g} = z_2'' + \frac{p_2''}{\rho g} + \frac{W_2''^2}{2g} \quad (10.9)$$

- Ecuația de conservare a impulsului:

$$\rho Q_2' \bar{W}_2' + \rho Q_2'' \bar{W}_2'' - \rho Q_1 \bar{W}_1 = \bar{F}_{p1} + \bar{F}_{p2'} + \bar{F}_{p2''} + \bar{F}_G + \bar{R} \quad (10.10)$$

Ipoteze simplificatoare:

$$W_1 = W_2' = W_2''; \quad Q_2' = Q_2'' = \frac{Q_1}{2}; \quad p_1 = p_2' = p_2'' = p_{atm}; \quad F_{p1} = F_{p2'} = F_{p2''} = 0; \quad \bar{R} = -\bar{F}_a.$$

Prin proiecția pe axa orizontală a ecuației vectoriale, în condițiile ipotezelor simplificatoare de mai sus și ținând cont că:

$$W_{2'x} = W_{2''x} = W_2 \cos(\pi - \theta_2) = -W_2 \cos \theta_2 \quad (10.11)$$

$$W_2 = W_1 = V - U \quad (10.12)$$

După ce se fac înlocuirile în relația 10.10 rezultă următoarea expresie pentru forța cu care jetul acționează asupra unei cupe:

$$F_a = \rho Q W_1 (1 - \cos \theta_2) = \rho Q (V_1 - U) (1 - \cos \theta_2) \quad (10.13)$$

Astfel puterea transmisă de jetul de apă cupei rotorului:

$$P = F_a U = \rho Q (V_1 - U) (1 - \cos \theta_2) U \quad (10.14)$$

Puterea hidraulică a jetului de apă la intrarea în turbină:

$$P_h = \rho g Q H \quad (10.15)$$

Randamentul hidraulic:

$$\eta_h = \frac{P}{P_h} \quad (10.16)$$

10.2 Obiectivul lucrării

Determinarea pe cale experimentală a curbelor caracteristice ale unei machete de turbină de tip Pelton, și trasarea dependenței randament-turație.

10.3 Metoda utilizată

Măsurarea turației unei turbine hidraulice și a momentului de sarcină aplicat la arborele acesteia pentru o cădere constantă a turbinei.

10.4 Descrierea aparatului

Pentru determinarea randamentului turbinei se utilizează unitatea hidraulică de baza (UHB), împreună cu macheta prezentată în figura 10.6.

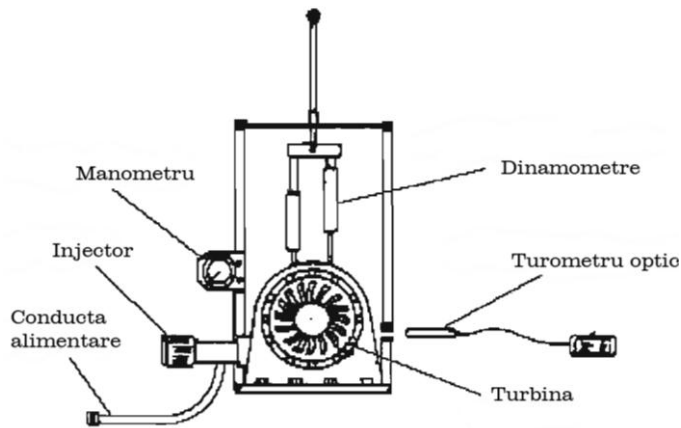


Figura 10.6 Macheta turbinei Pelton – stand ARMIFIELD

10.5 Modul de desfășurare a lucrării

1. Se conectează conducta de alimentare la racordul pompei UHB.
2. Se detensionează cureaua cu rol de frânare a turbinei, conectată la capetele celor două dinamometre.
3. Se pornește pompa, după care se reglează poziția acului în injector astfel încât pe manometru să obținem căderea turbinei dorită (ex. $H=15\text{m}$).
4. Se măsoară turația la axul turbinei.
5. Se tensionează cureau pe fulia turbinei astfel încât să se introducă o forță de frecare.
6. Se măsoară turația și indicațiile celor două dinamometre.
7. Se repetă pașii 5 și 6 introducând o forță de frecare tot mai mare până la turație 0.

10.6 Prelucrarea rezultatelor

Căderea turbinei:
$$H_i = \frac{p_i}{\rho g} \Rightarrow p_i = \rho g H_i \quad (10.17)$$

Puterea la intrare în turbină:

$$P_h = \rho g H Q \quad (10.18)$$

Puterea la axul turbinei:

$$P_m = M \cdot \omega \quad (10.19)$$

$$M = F_f \cdot \frac{d}{2} = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d}{2} \quad ; \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (10.20)$$

unde: $F_{1,2}$ – Forțele la cele două dinamometre, F_f – forța de frecare între curea și fulie., d – diametrul fuliei $d=6\text{ cm}$; ω – viteza unghiulară;

Randamentul se va calcula cu relația (10.16).

Se va reprezenta grafic $\eta=f(n)$.

Lucrarea:

Student: _____ Grupa: _____ Data: _____

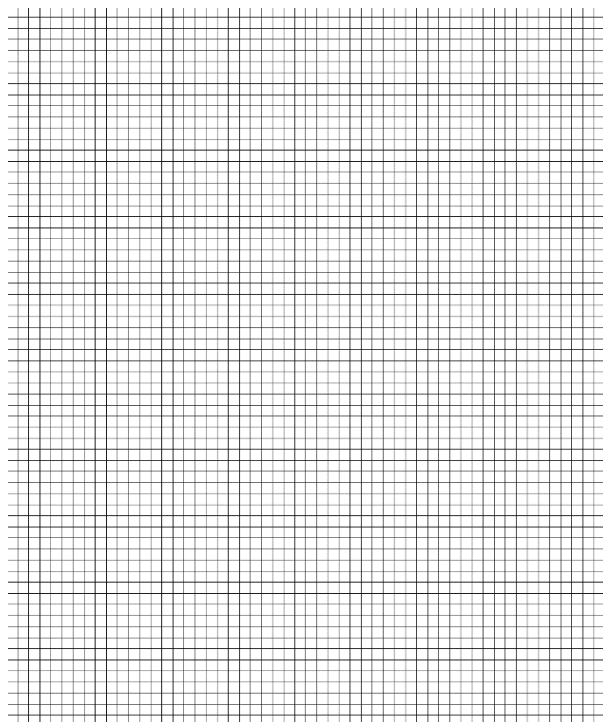
Noțiuni teoretice

1. Ce este o turbina hidraulică? Dați exemple de turbine hidraulice, precizând ce le diferențiază
2. Care sunt parametri caracteristici pentru funcționarea unei turbine?
3. Care sunt principalele părți componente ale unei turbine Pelton și care este rolul lor în funcționarea turbine?
4. Prezentați succint modul în care s-a determinat pe cale experimentală randamentul turbinei Pelton (pentru fiecare mărime care intervine în expresia randamentului precizați modul în care aceasta a fost determinată/măsurată)

Tabel rezultate

Căderea H_i [m]	Debit Q [m ³ /s]	Turația n [min ⁻¹]	F_1 [N]	F_2 [N]	F_f [N]	Moment de frânare M [Nm]	Puterea mecanică P_m [W]	Puterea hidraulică P_h [W]	Randament η [%]

Reprezentare grafică



STUDIUL DISTRIBUȚIEI COEFICIENȚILOR DE PRESIUNE PENTRU UN PROFIL AERODINAMIC

11.1 Considerații teoretice

Necesitatea efectuării de încercări pe modele privind fenomenele complexe din ingineria vântului, au impus, încă de la sfârșitul secolului XIX-lea, conceperea și realizarea unor instalații experimentale specifice numite tunele aerodinamice sau suflerii.

Primul tunel aerodinamic a fost conceput și realizat de Francis Herbert Wenham în perioada 1867-1871. Au urmat tunelul cu injecție de abur utilizat de către Phillips în perioada 1884-1885 și tunelul aerodinamic realizat de Irminger în anul 1893 în Danemarca. De asemenea, unul dintre primele tunele aerodinamice este tunelul utilizat de Gustave Eiffel pentru încercarea în vânt a construcțiilor proiectate de marele inginer, tunel care-i poartă numele.

Tunelul aerodinamic care servește la efectuarea prezentei lucrări de laborator, produs de firma Sangari și aflat în dotarea Laboratorului de Mecanica Fluidelor UTCN, este prezentat în figura 11.1 și figura 11.2.

În conformitate cu principalele criterii de clasificare ale tunelelor aerodinamice, acest tunel este considerat a fi:

- după arhitectură - tunel aerodinamic în circuit deschis.
- după tipul camerei de experiențe - tunel aerodinamic cu cameră de experiențe închisă sau se mai poate numi și tunel aerodinamic cu venă ghidată (limitată de pereți solizi).
- după valoarea vitezei maxime de referință (viteza din camera de experiențe) - tunel aerodinamic de viteză subsonică mică.
- după valoarea presiunii din camera de experiențe acesta este un tunel aerodinamic cu cameră de experiență în depresiune.



Figura 11.1. Tunel aerodinamic



Figura 11.2. Camera de experiențe

Profile aerodinamice

Un profil aerodinamic se obține prin efectuarea unei secțiuni drepte transversale printr-o aripă de avion, o pală a elicei de elicopter sau a uneia de navă, a unei turbine eoliene sau a rotorului

unei mașini hidraulice.etc. Forma profilului aerodinamic este alungită pe direcția de curgere a fluidului. Un profil aerodinamic este conceput astfel încât să se asigure un raport optim între portanța și rezistența generate de interacțiunea acestuia cu un fluid.

Elementele caracteristice unui profil aerodinamic sunt mărimi care definesc forma, modul de generare și unele aspecte funcționale, figura 3.

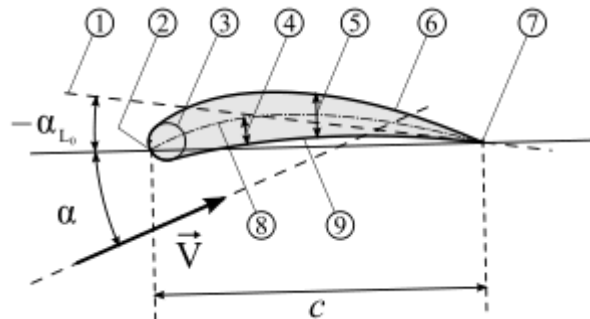


Figura 11.3. Elementele profilului aerodinamic

Conform figurii 11.3 elementele profilului aerodinamic sunt:

- **Bordul de fugă (7)**. Este bordul din spatele profilului.
- **Bordul de atac (2)**. Este bordul din fața profilului, definit drept punctul de tangență la profilul cercului cu centrul în bordul de fugă.
- **Coarda**. Este linia de referință aleasă arbitrar pentru definirea profilului și care se determină fie ca bitangență la intradosul profilului, fie ca raza cercului tangent la bordul de atac și cu centrul în bordul de fugă.
- **Axa profilului** este dreapta care unește bordul de atac cu bordul de fugă.
- **Extradosul (6)**. Este fața de deasupra a profilului unei aripi de avion. Fără a se face referire la poziție, prin extradoss se înțelege partea mai bombată a profilului.
- **Intradosul (9)**. Este fața opusă extradossului. În caz că forma profilului este simetrică față de axă, teoretic nu se poate defini care față a profilului este intradosul și care extradossul. La aripile de avion prin intrados se înțelege întotdeauna partea de dedesubt a profilului aripii.
- **Profunzimea**. Este lungimea coardei, măsurată între două perpendiculare pe coardă, care încadrează profilul.
- **Linia de curbură medie (scheletul)**. Este linia trasată la mijlocul distanțelor dintre extradoss și intrados.
- **Săgeata profilului (4)**. Este distanța maximă dintre linia de curbură medie și coarda profilului (ordonata maximă a scheletului).
- **Grosimea profilului (5)**. Este lungimea părții din perpendiculara pe coardă (sau axă) delimitată de intersecțiile cu extradossul și intradosul. Grosimea relativă este raportul dintre grosime și profunzime, exprimat în procente.
- **Cercul osculator din bordul de atac (3)**. Este cercul tangent la bordul de atac, cu raza determinată de curbura profilului în bordul de atac.

- **Axa de portanță nulă (1).** Această axă indică direcția unui curent de fluid pentru care rezultanta forțelor de presiune asupra profilului în direcție perpendiculară pe această axă este nulă. La o aripă de avion, în poziția respectivă aripa nu oferă o forță care să susțină avionul în zbor.
- **Unghiul de incidență (unghiul de atac) (α).** Este unghiul la care este poziționat profilul față de direcția generală de curgere a fluidului.

Noțiuni generale privind curgerea peste profilele aerodinamice

Asupra unui corp supus acțiunii unui curent de aer se exercită o forță numită forță aerodinamică.

În figura 11.4 sunt prezentate componentele 2D ale forței aerodinamice R care se exercită asupra unui profil aerodinamic a cărui coardă face unghiul de incidență α cu direcția vitezei de curgere v_∞ (viteza curentului neperturbat în amonte de profil). Aceste componente au rezultat în urma dublei descompunerii a forței aerodinamice R după cum urmează:

$$F_p = F_z \cdot \cos \alpha - F_x \cdot \sin \alpha \quad (11.1)$$

$$F_r = F_z \cdot \sin \alpha + F_x \cdot \cos \alpha \quad (11.2)$$

unde:

F_p - forța portantă;

F_r - forța de rezistență la înaintare;

F_z - componenta lui R pe o direcție perpendiculară pe coarda c ;

F_x - componenta lui R pe o direcție paralelă cu coarda c ;

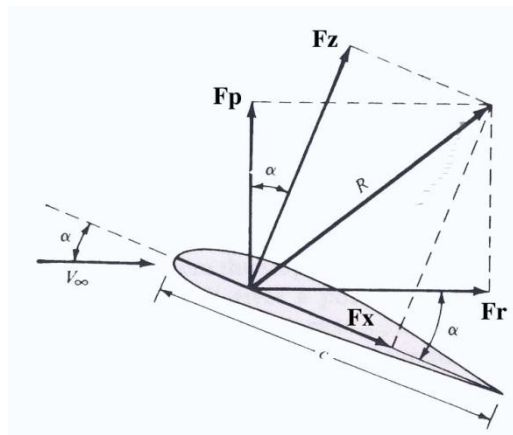


Figura 11.4. Forța aerodinamică rezultantă și componentele acesteia [1]

Forța rezultantă R care acționează asupra profilului depinde de parametrii acestuia (geometrie, lungime și gradul de prelucrare a suprafeței) și de calitățile curentului (numărul Reynolds și gradul de turbulență). Ea variază cu unghiul de incidență.

Evaluarea directă a componentelor F_p și, separat, F_r necesită cunoștințe detaliate despre distribuția de presiuni și eforturi tangențiale de frecare pe întreaga suprafață a profilului studiat. Aceste distribuții se obțin extrem de dificil pe cale experimentală, pentru corpuri complexe din punct de vedere geometric.

Componentele F_p și F_r ale forței aerodinamice globale se pot evalua experimental în mod direct, cu ajutorul unei balanțe aerodinamice.

Caracteristicile aerodinamice ale profilelor sunt reprezentate de coeficienții adimensionali de portanță c_L , rezistență la înaintare c_R și moment c_M , definiți astfel (considerând o lungimea de referință a profilului $b = 1 m$):

$$c_L = \frac{F_p}{\frac{1}{2} \rho_\infty v_\infty^2 c b} \quad (11.3)$$

$$c_R = \frac{F_r}{\frac{1}{2} \rho_\infty v_\infty^2 c b} \quad (11.4)$$

$$c_M = \frac{M_0}{\frac{1}{2} \rho_\infty v_\infty^2 c^2 b} \quad (11.5)$$

Acești coeficienți sunt caracteristici ale profilului și reprezintă criterii de similitudine ale mișcării în jurul profilului, având valori egale pentru toate profilele geometric asemenea.

Raportul dintre coeficientul de portanță și cel de rezistență la înaintare definește finețea profilului:

$$f = \frac{c_L}{c_R} \quad (11.6)$$

Conturul unui profil, este descris prin punctele $P(x, y)$ care definesc extradosul și intradosul, uzual în sistemul în care axa Ox este orientată pe direcția corzii, dinspre bordul de atac spre bordul de fugă, iar cea de a doua axă orientată înspre extrados. În cazul tridimensional al unei aripi, lungimea acesteia (distanța dintre capete) se numește anvergură și se notează cu b .

Un alt coeficient adimensional utilizat în studiile de aerodinamică este coeficientul de presiune, c_p , definit de relația:

$$c_p = \frac{P_{locS} - P_\infty}{P_{din\infty}} \quad (11.7)$$

unde:

P_{locS} - presiunea statică locală măsurată într-un punct pe suprafața S ce interacționează cu curentul de aer;

P_∞ - presiunea statică a curentului de aer neperturbat;

$P_{din\infty}$ - presiunea dinamică a curentului de aer neperturbat.

Pentru a caracteriza modul în care un solid interacționează cu aerul atmosferic, se construiesc diagrame ale variației coeficientului de presiune pe suprafețele acestuia, figura 5. C_{pe} reprezintă variația coeficientului de presiune pe extrados, iar C_{pi} reprezintă variația coeficientului de presiune pe intrados. Se poate remarca faptul că valorile negative ale coeficienților de presiune înregistrați pe extrados sunt reprezentate în cadranul I.

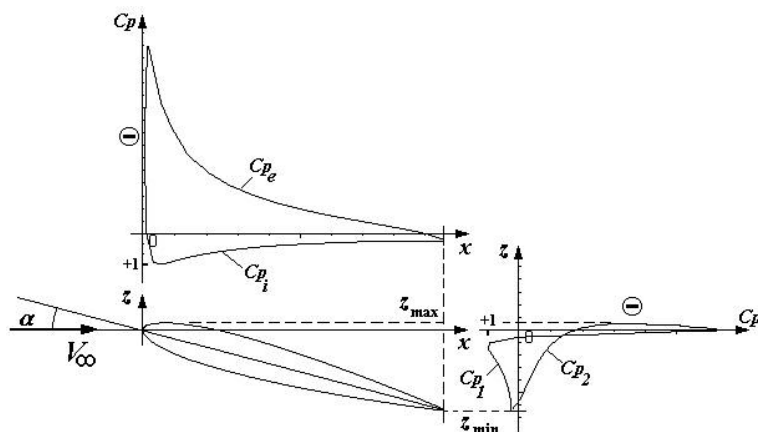


Figura 11.5. Distribuția coeficientului de presiune pe conturul unui profil aerodinamic [14]

Din perspectiva curentului de aer, forța aerodinamică globală se determină aplicând prima teoremă a impulsului (Euler) masei de aer cuprinsă într-un volum de control de mari dimensiuni din jurul solidului. În această direcție unul din rezultatele semnificative ale cercetărilor din domeniu a fost determinarea rezistenței la înaintare ca o consecință a trenei de vârtejuri care se formează în spatele corpului, ce își au originea în zonele de desprindere a stratului limită.

Fenomenul de desprindere a stratului limită este pus în evidență în figura 6 în care este prezentat spectrul liniilor de curent trasat pe baza rezultatelor experimentale obținute cu un profil aerodinamic NACA 4421, la diferite unghiuri de incidență α . Viteza curentului de aer neperturbat v_∞ a fost în toate experimentele 8 m/s iar $Re = 2.1 \times 10^5$. În figura 11.6 coeficienții c_l reprezintă coeficienții de portanță măsurați experimental, lungimea săgeților reprezentând în fiecare caz un indicator al intensității forței portante.

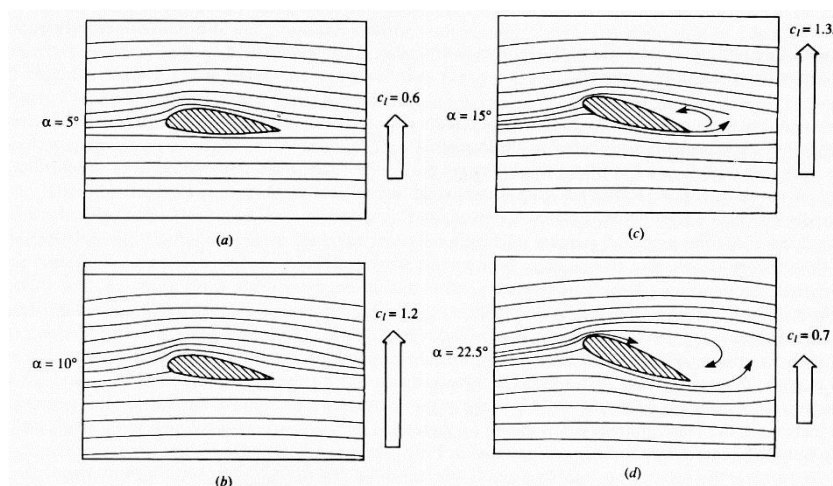


Figura 11.6. Desprinderea stratului limită la un profil NACA4421 [1]

Pentru un profil dat (funcționând într-o aripă de lungime infinită) portanța crește cu incidența până la o valoare maximă, corespunzând unor unghiuri de incidență de 10° până 15° , funcție de profil. La incidențe mai mari se produc desprinderi ale curentului de pe profil, care duc la o scădere a portanței și o creștere a rezistenței la înaintare.

Astfel, componentele forței aerodinamice globale se pot evalua, experimental, în mod indirect, prin măsurarea diferențelor de presiune care apar în două plane simetrice față de sistemul

de referință raportat la direcția curentului de aer, ca de exemplu prin măsurarea diferenței de presiune dintre două plane perpendiculare pe direcția de curgere, din fața și din spatele structurii testate, pentru determinarea forței de rezistență la înaintare a acesteia.

Experimentele propuse, urmăresc doar determinarea experimentală a coeficienților de presiune locali și reprezentarea grafică a distribuției coeficienților de presiune pe conturul profilului aerodinamic analizat.

Prin integrare se pot obține, ulterior, coeficienții de presiune pe extradados, respectiv pe intrados, care nu fac obiectul lucrărilor propuse. Cu acești coeficienți se pot obține coeficienții forțelor F_x și F_z . Având în vedere că între coeficienții de portanță și de rezistență la înaintare și coeficienții forțelor F_x și F_z există aceleași relații ca și cele dintre forțe (rel. 1), se pot determina în final și coeficienții C_L și C_R , vezi [10].

11.2 Descrierea standului experimental

Standul tunel aerodinamic, figura 11.7, este compus din următoarele tronsoane:

- Tronson de intrare care la rândul lui este alcătuit din 3 componente (Confuzor/Colector aspirație, Fagure de uniformizare, Confuzor profilat-rectangular);
- Tronson de măsurare/testare 5, figura 11.7 (bloc paralelipipedic transparent, figura 8). În secțiunea mediană a acestui tronson este introdus profilul care urmează a fi testat și care poate fi rotit la diferite unghiuri față de direcția curentului de aer. Tunelul este prevăzut cu un al doilea tronson de testare curb (cot) cu secțiunea transversală de 250x250mm, în care se poate studia curgerea peste o rețea de profile de tip NACA 8410, în venă experimentală la 90°.
- Tronson de ieșire, figura 7, compus din: difuzor în două trepte 6 - care realizează trecerea de la secțiune rectangulară la secțiune circulară și eliminarea prerotației în amonte de ventilatorul 7 cu motorul 8 și grilele de protecție 9, 10.

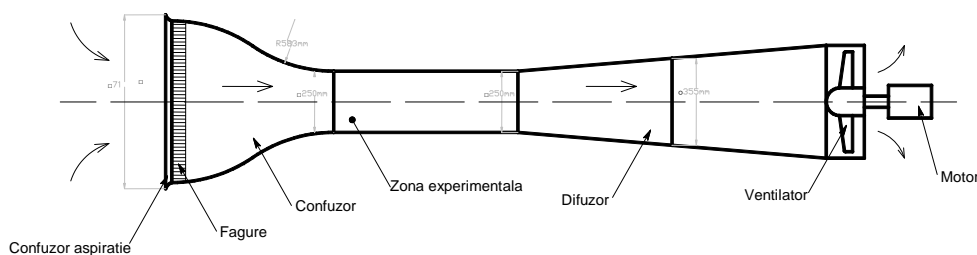


Figura 11.7 Tunel aerodinamic - schemă constructivă și funcțională de principiu

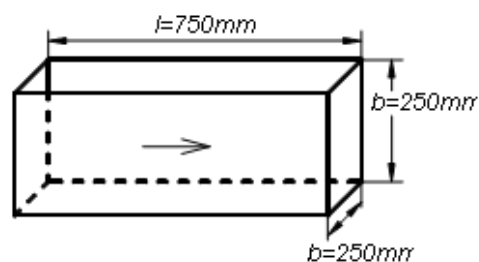


Figura 11.8 Tronsonul de testare

În dotarea standului există 2 tipuri de profile aerodinamice:

- NACA 8410 - prevăzut cu 8 prize de presiune statica, dintre care 4 situate pe intrados și 4 situate pe extrados;
- NACA 9410 - prevăzut cu 8 prize de presiune statica, 4 amplasate pe intrados și 4 pe extrados.

În figura 11.10 și in tabelul 11.1 este prezentată repartiția și poziția celor 8 prize de presiune în care se va măsura presiunea statică.

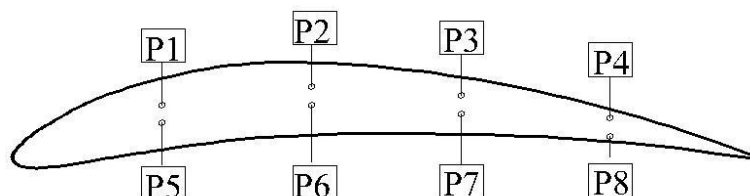


Figura 11.10 Repartiția prizelor de presiune pe profilul aerodinamic

Tabel 11.1 Coordonatele punctelor de măsură a presiunilor pe profil

Prize pres. ϕ 0,8	Extrados				Intrados			
	1	2	3	4	5	6	7	8
x_i mm]	17	33	50	67	17	33	50	67

11.3 Modul de operare al standului experimental

Standul poate fi accesat local cu ajutorul interfeței om - mașină sau de la distanță, conectarea realizându-se prin intermediul paginii web: www.piif.ro secțiunea "Laboratoare virtuale". În ambele cazuri punerea sub tensiune se face local de către un reprezentant al deținătorului standului experimental care va cupla dispozitivul pentru modul de "Acțiune de la distanță", figura 11.11. Câtă vreme butonul este în poziția "Acțiune locală" nu se pot trimite online comenzi către stand.

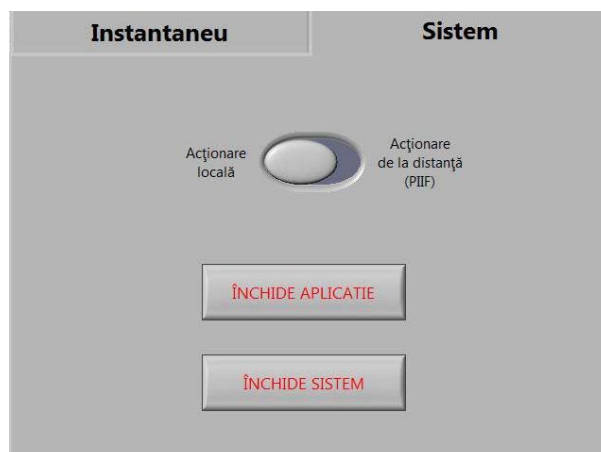


Figura 11.11 Interfața locală de conectare.

Pentru a porni aplicația, figura 11.12, fiecare utilizator va avea cont pe platforma Client2X, studentii vor folosi conturi "generice" de tip „student”. În principiu, un utilizator "Student" nu poate avea control asupra comenzilor standului decât cu acordul unui utilizator "Profesor".

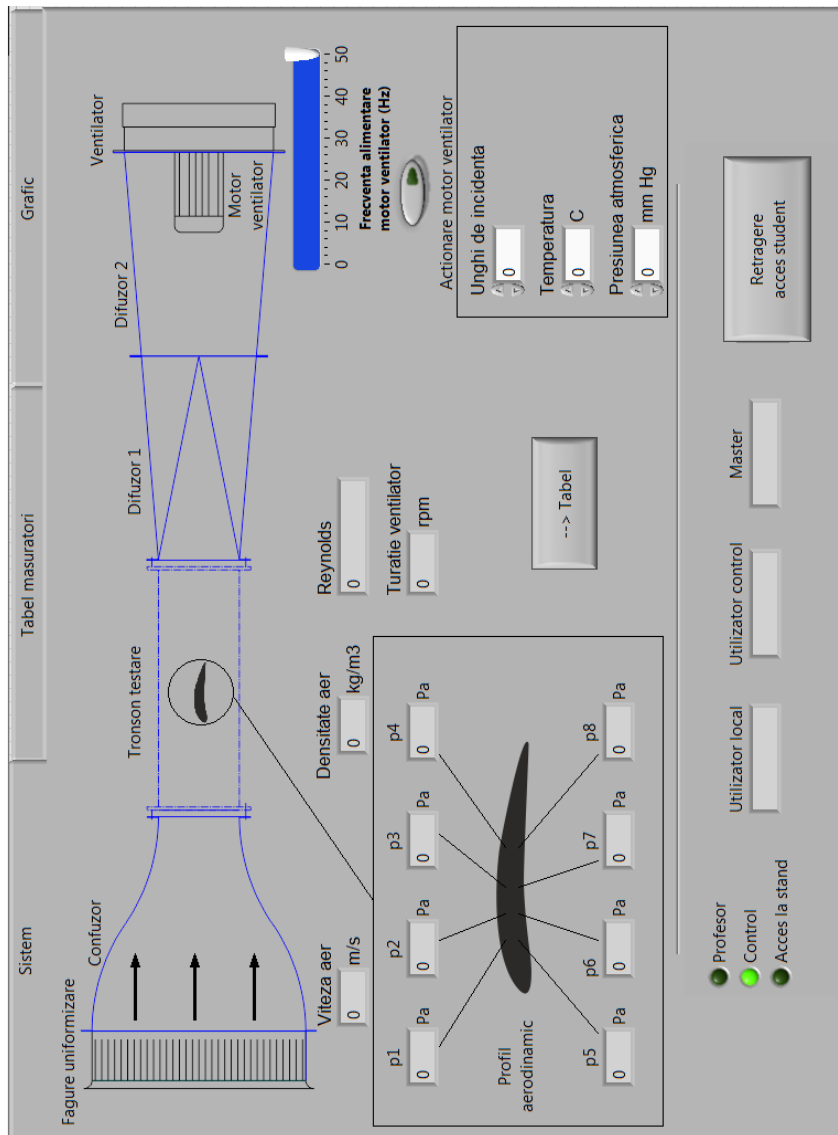


Figura 11.12 Interfața de lucru a tunelului

Indicatorii prezentați în figura 12, partea de jos, sunt:

Profesor - utilizatorul conectat are drept de a acorda control unui utilizator "Student"

Control - arată că instanța respectivă deține controlul asupra standului

Acces la stand - indică posibilitatea comenzilor de la distanță, prin aprinderea semnalelor luminoase verzi

Utilizator local – indică numele utilizatorului care rulează aplicația

Utilizator control – indică numele utilizatorului care deține controlul standului

Master - apare în cazul în care un utilizator "Profesor" transmite controlul către un utilizator "Student"

Calibrarea tunelului aerodinamic

Într-o etapă premergătoare efectuării lucrărilor experimentale de laborator trebuie realizată calibrarea tunelului aerodinamic. Această operație se realizează în absența modelului din zona de testare, se poate realiza doar de către un operator local.

Fazele operației de calibrare sunt:

1. Verificarea uniformității vitezei curentului de aer în zona de testare prin intermediul tubului Pitot-Prandl.

Tubul Pitot-Prandl, figura 11.13, permite măsurarea diferenței Δp dintre presiunea totală și presiunea statică p_{st} și, pe baza valorii măsurate, determinarea vitezei v_∞ a curentului neperturbat, conform relației:

$$v_\infty = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_\infty}} \quad (11.8)$$

În relația de mai sus:

$$\rho_\infty = \frac{p_{atm}}{R \cdot T_{atm}} = \frac{p_{atm}}{R(273,15 + \theta_{atm})} \quad (11.9)$$

și reprezintă densitatea aerului din tunel considerată aceeași cu a aerului din laborator, iar p_{atm} și θ_{atm} sunt presiunea și temperatura din laborator, măsurate în prealabil, iar constanta R are pentru aer valoarea $287,053 \text{ m}^2/(\text{s}^2\text{K})$.

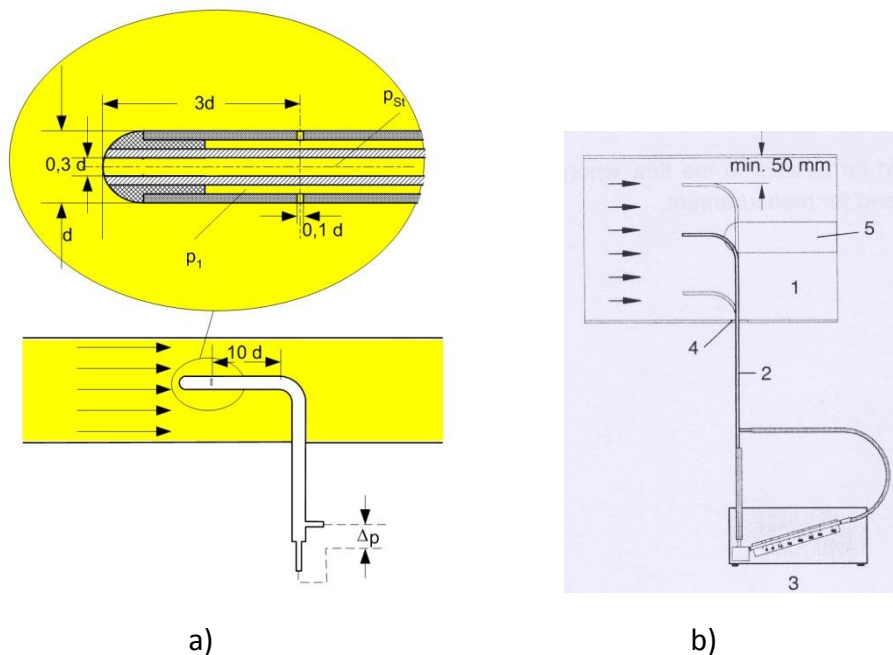


Figura 11.13 Tub Pitot-Prandl, schema de principiu [4]

Determinările de viteză s-au efectuat prin baleierea zonei de testare, pe două direcții perpendiculare, pentru a se verifica, uniformitatea vitezei curentului de aer, figura 11.13 b), în dreptul secțiunii în care va fi introdus profilul aerodinamic.

2. Verificarea uniformității vitezei curentului de aer în zona de testare cu ajutorul unui anemometru cu fir cald.

3. Trasarea diagramei de variație a vitezei curentului de aer funcție de frecvența motorului ventilatorului (turației), pe baza valorilor determinate prin cele două metode prezentate anterior, anexa 6.

Se remarcă variația liniară a vitezei cu frecvența, diferențele între valorile obținute prin cele două metode fiind foarte mici (anexa 6).

După efectuarea operației de calibrare prin fiecare din cele două metode și îndepărtarea tubului Pitot, respectiv a anemometrului, în zona de testare se va introduce profilul aerodinamic NACA 8410.

Efectuarea măsurătorilor

1. Se măsoară de către operatorul local valorile temperaturii și presiunii aerului din laborator, care se vor comunica utilizatorului. Valorile măsurate de către operatorul local se introduc în interfața de lucru, prezentată în figura 11.12.

Presiunea aerului din laborator va fi considerată presiune de referință în zona de testare, valorile densității și viscozității vor fi calculate de aplicație.

2. Se reglează de către operatorul local unghiul de incidență α , a cărui valoare va fi introdusă în interfață, (figura 11.12).

3. Se setează frecvența de alimentare a motorului ventilatorului, în funcție de care se calculează automat turația ventilatorului, valorile vitezei curentului neperturbat și cifra Reynolds calculată pentru o lungime a corzii de 83 mm.

4. Se pornește ventilatorul, de la butonul "Acționare motor ventilator".

5. Se urmăresc pe interfață valorile măsurate ale diferențelor de presiune Δp_i pentru fiecare din cele 8 prize de presiune.

6. Pentru memorarea mărimilor măsurate și a celor calculate de către aplicație se acționează butonul „-->Tabel” din interfața din figura 11.12. Se salvează fișierul de date, prin acționarea butonului "Salvează tabel" din fereastra tabel măsurători, pentru obținerea unui tabel de valori de forma prezentată în figura 11.14. Extensia fișierului va fi *.csv.

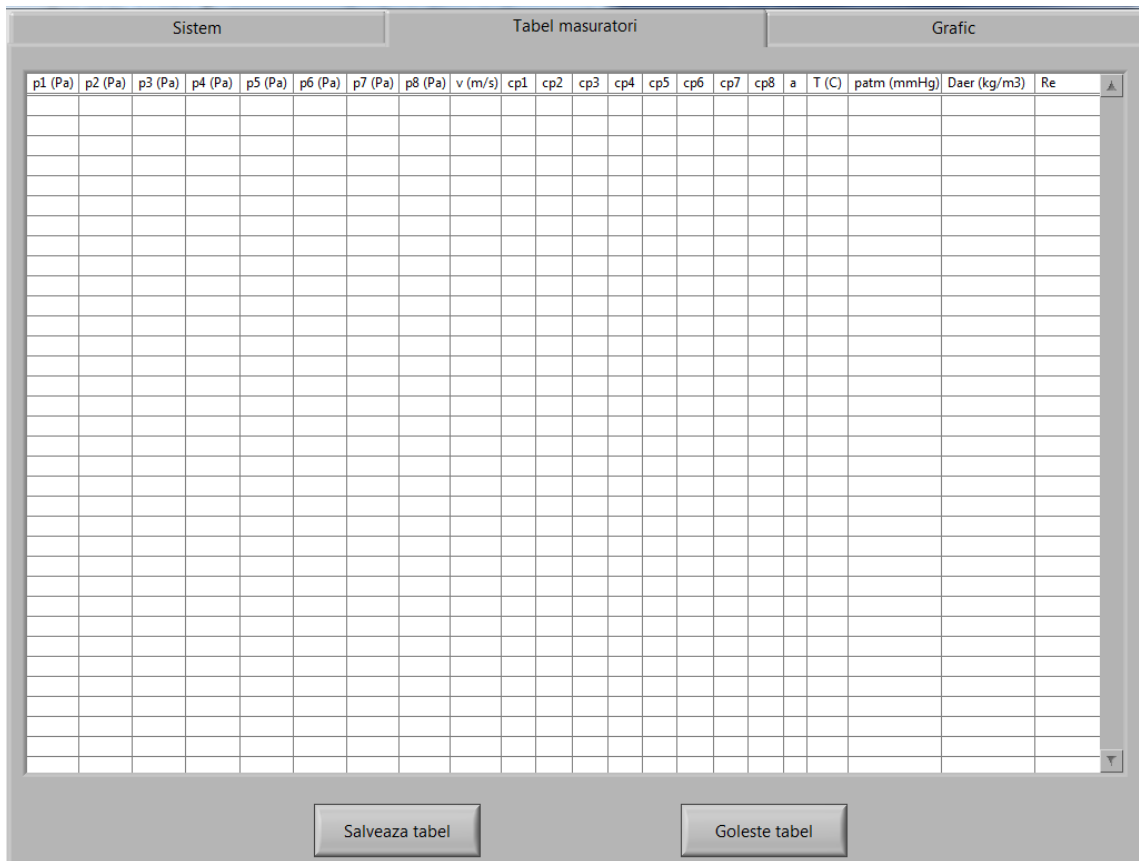


Figura 11.14 Tabel măsurători

7. Vizualizarea grafică a coeficienților de presiune locali C_{pi} pentru fiecare priză de presiune, se poate face în timpul măsurătorilor în interfața prezentată în figura 11.12, prin accesarea ferestrei „Grafic” prezentată în figura 11.15.

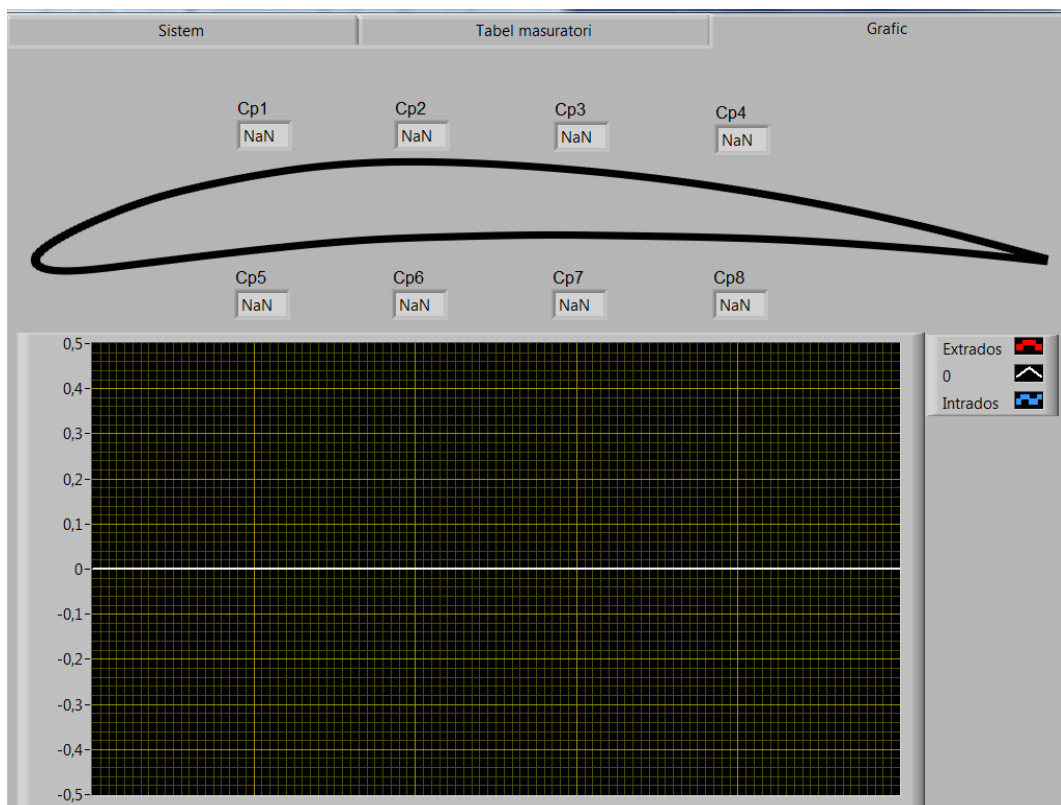


Figura 11.15 Reprezentarea grafică a coeficienților de presiune

11.4 Prelucrarea și interpretarea datelor măsurate

Caz 1

Pentru a pune în evidență influența unghiului de incidență asupra distribuției coeficienților de presiune, după efectuarea primei măsurători aferente unghiului de incidență reglat, se va apela operatorul local în vederea reglării unui alt unghi de incidență în limita - 15° ... + 25°. Se recomandă incrementări de 5°. Se repetă pașii 3-7.

Cu ajutorul fișierului cu date, se vor reprezenta grafic coeficienții de presiune pentru fiecare valoare a unghiului de atac.

Se vor analiza comparativ rezultatele obținute.

Caz 2

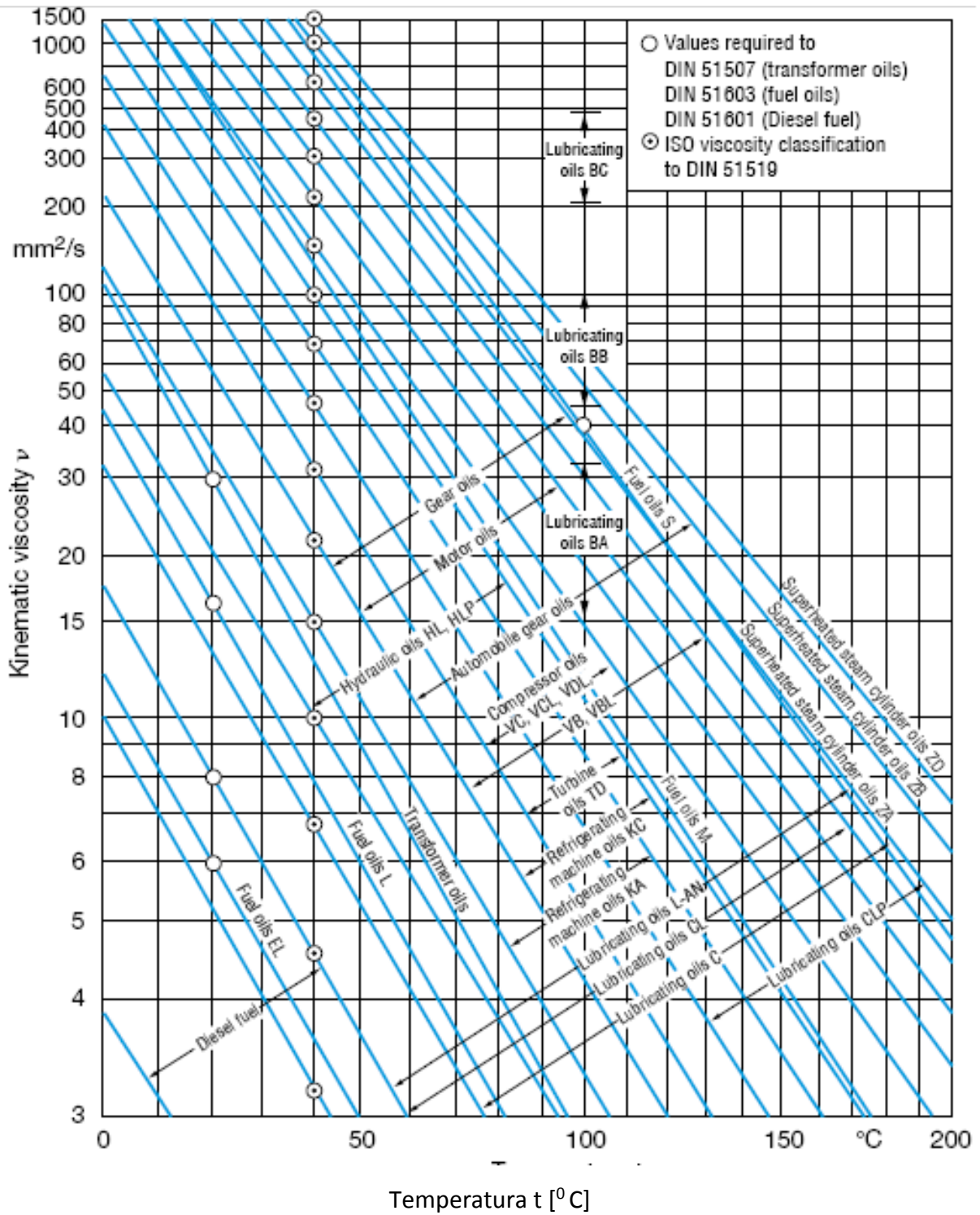
Pentru a pune în evidență influența numărului Reynolds asupra distribuției coeficienților de presiune, după efectuarea primei măsurători aferente unghiului de incidență reglat și turației stabilite la pasul 4, se va seta o nouă valoare a frecvenței/turației ventilatorului. Pentru fiecare valoare a frecvenței reglate se repetă pașii 4-7. Se recomandă ca pentru un unghi de incidență de 5°, frecvențele reglate să fie de 5Hz, 25 Hz și 50 Hz.

Valorile vitezei curentului de aer neperturbat și a cifrei Reynolds calculată cu aceasta vor fi afișate.

Cu ajutorul fișierului cu date, se vor reprezenta grafic coeficienții de presiune pentru fiecare valoare a cifrei Reynolds.

Se vor analiza comparativ rezultatele obținute.

Variația viscozității cu temperatura pentru diferite lichide industriale



Valorile viscozității cinematice pentru apă (0-55 °C)

t (°C)	ν ($10^{-6} \times m^2/s$)	t (°C)	ν ($10^{-6} \times m^2/s$)
0	1.793	22	0.955
1	1.732	23	0.933
2	1.674	24	0.911
3	1.619	25	0.893
4	1.568	26	0.873
5	1.520	27	0.854
6	1.474	28	0.836
7	1.429	29	0.818
8	1.386	30	0.802
9	1.346	31	0.785
10	1.307	32	0.769
11	1.270	33	0.753
12	1.235	34	0.738
13	1.201	35	0.724
14	1.169	36	0.711
15	1.138	37	0.697
16	1.108	38	0.684
17	1.080	39	0.671
18	1.053	40	0.658
19	1.027	45	0.602
20	1.002	50	0.554
21	0.978	55	0.511

Valorile presiunii de vaporizare pentru apă
(4-54 °C)

t (°C)	p (kN/m ²)	t (°C)	p (kN/m ²)
4	0.8130	26	3.3625
5	0.8720	27	3.5666
6	0.9348	28	3.7814
7	1.0015	29	4.0074
8	1.0724	30	4.2451
9	1.1477	31	4.4949
10	1.2276	32	4.7574
11	1.3123	33	5.0332
12	1.4002	34	5.3226
13	1.4974	35	5.6264
14	1.5983	36	5.9451
15	1.7051	37	6.2793
16	1.8180	38	6.6296
17	1.9375	39	6.9967
18	2.0639	40	7.3812
19	2.1974	42	8.2053
20	2.3384	44	9.1075
21	2.4872	46	10.094
22	2.6443	48	11.171
23	2.8099	50	12.345
24	2.9846	52	13.623
25	3.1686	54	15.013

Aparat Rheotest

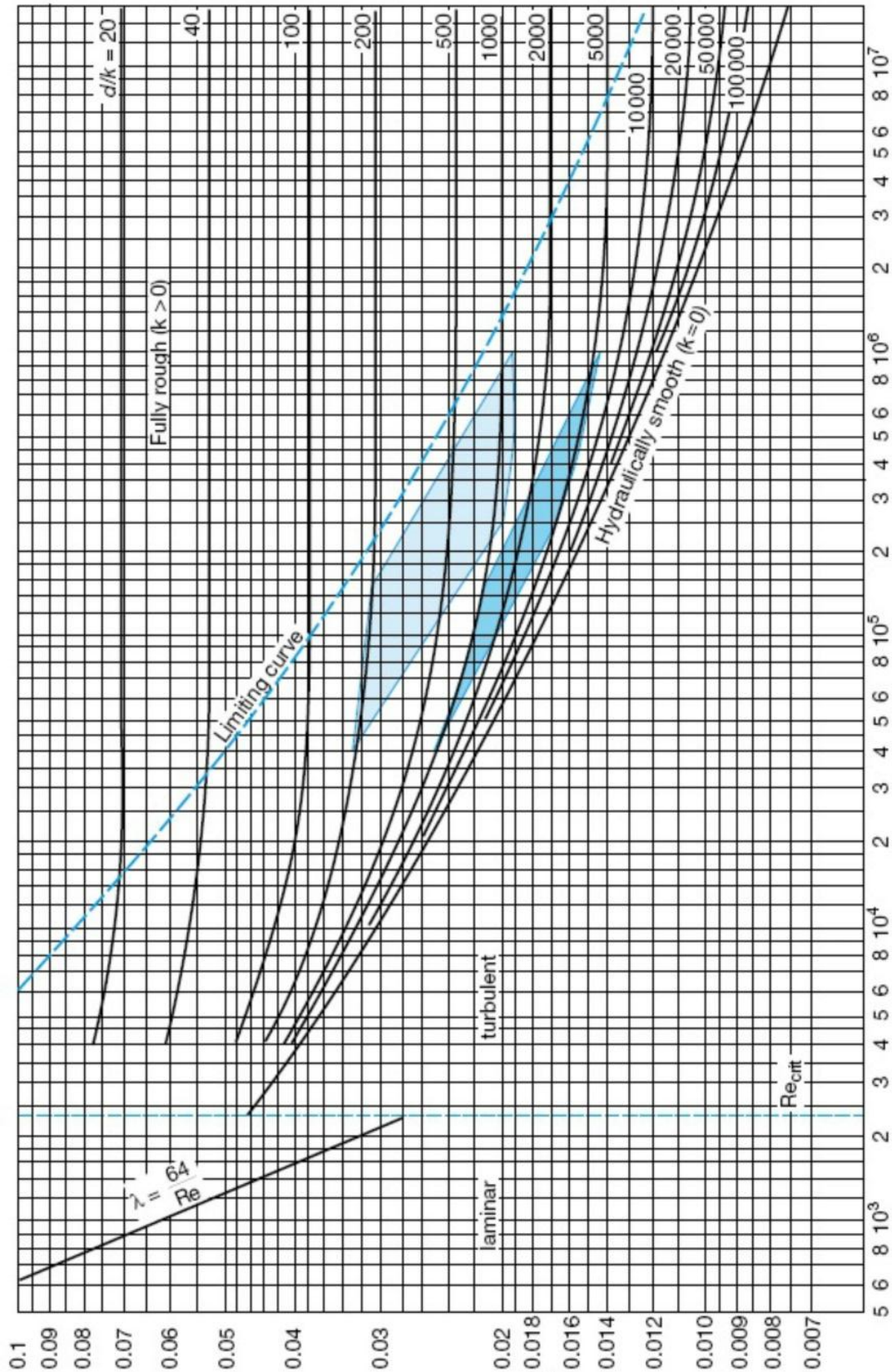
				1a		2a		3a		4a		5a	
		1b	2b		3b		4b		5b		6b		7b
S1,N	Dr	1.5	2.7	3	4.5	5.4	8.1	9	13.5	16.2	24.3	27	40.5
	f	66.7	37.04	33.33	22.22	18.52	12.34	11.11	7.41	6.17	4.115	3.7	2.469
S2	Dr	0.5	0.9	1	1.5	1.8	2.7	3	4.5	5.4	8.1	9	13.5
	f	200	111.1	100	66.7	55.6	37.04	33.33	22.22	18.52	12.34	11.11	7.41
K1 K2 K3	D	5.56	10	11.1	16.67	20	30	33.3	50	60	90	100	150
	f	17.98	10	9.01	6	5	3.33	3	2	1.667	1.11	1	0.667
		6a		7a		8a		9a		10a		11a	12a
			8b		9b		10b		11b		12b		
S1,N	Dr	48.6	72.9	81	121.5	145.8	218.7	243	364.5	437.4	656	729	1312
	f	2.058	1.372	1.234	0.823	0.686	0.457	0.411	0.274	0.228	0.152	0.137	0.076
S2	Dr	16.2	24.3	27	40.5	48.6	72.9	81	121.5	145.8	218.7	243	437.4
	f	6.17	4.115	3.704	2.469	2.058	1.372	1.234	0.823	0.686	0.457	0.411	0.228
K1 K2 K3	D	180	270	300	450	540	810	900	1350	1620	2430	2700	4860
	f	0.555	0.37	0.333	0.222	0.185	0.123	0.111	0.074	0.061	0.041	0.037	0.020

Cilindru	$z \left[\frac{dyn}{cm^2 St} \right]$			
	I	II		
N	3.17	33.5		
S/S1	5.52	58.3	Con	
S/S2	5.92	62.7	K1	Φ36 mm
S/S3	7.71	81.9	K2	Φ24 mm
			K3	Φ12mm

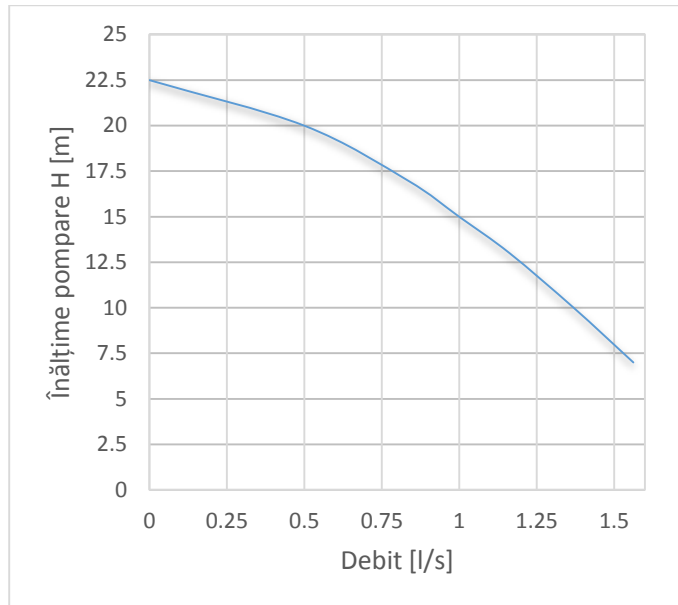
Pierderi hidraulice de sarcină

Grafic: $\lambda=f(\text{Re})$.

k – rugozitatea conductei; d – diametrul conductei



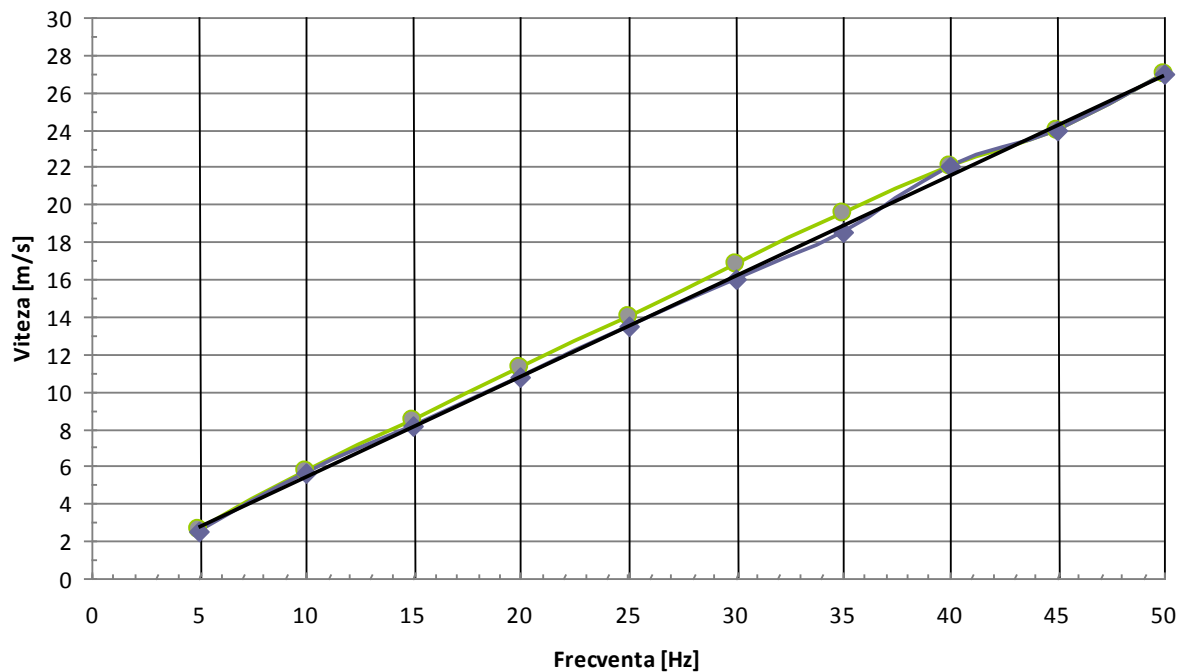
Curba caracteristică a Unității hidraulice Armfield



Tunel Aerodinamic

$y = 0.5381x + 0.0133$
 $R^2 = 0.9991$

Viteza curent neperturbat



1. ANDERSON J.D., Fundamentals of Aerodynamics, Second Edition, McGraw Hill, 1991;
2. ANTON, I., Cavitația, vol. I, Ed. Academiei, București, 1984;
3. ANTON, L., BAYA, A. Mecanica fluidelor și mașini hidraulice, Ed. Orizonturi universitare, Timișoara, 1998;
4. ANTON, L., BAYA, A. ș.a. Hidrodinamică experimentală, Ed. Orizonturi universitare, Timișoara, 2007;
5. BATCHELOR, G., K., An introduction to fluid dynamics, Cambridge University Press, 1992;
6. BRADSAW, P., An introduction to turbulence and its measurement, Pergamon Press, Oxford, 1971;
7. CARAFOLI, E., CONSTANTINESCU, V. N., Dinamica fluidelor incompresibile, Ed. Academiei, București, 1981;
8. CARAFOLI, E., CONSTANTINESCU, V. N., Dinamica fluidelor compresibile, Ed. Academiei, București, 1984;
9. CHASSAING, P., Physique et mecanique des fluides, Module 1, I.N.P., Toulouse, 1988;
10. COMOLET, R., Mecanique experimentale des fluides, Tome II, Masson, Paris, 1994;
11. EMAMI M. R., Aerodynamic Forces on an Airfoil, Aerospace Laboratory, University of Toronto, 2007;
12. HANCU, S., ș.a., Hidraulică aplicată, Simularea numerică a mișcării nepermanente a fluidelor, Ed. Tehnică, București, 1985;
13. IAMANDI, C., ș.a., Hidraulica instalațiilor, vol. I, Ed. Tehnică, București, 1994;
14. IONESCU, D. GH., ș.a. Mecanica fluidelor și mașini hidraulice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983;
15. Lucrări de laborator, Determinarea experimentală a distribuției de presiuni pe un profil de aripă și Măsurarea vitezei unui curent de aer cu ajutorul tubului Pitot-Prandl, Facultatea de Inginerie Aerospațială, UPB, București;
16. OPRUȚA, D., VAIDA, L., ș.a. Mecanica fluidelor – Lucrari practice, Ed. Todesco, Cluj-Napoca, 2004;
17. OPRUȚA, D., VAIDA, L., Statica și Cinematica Fluidelor, Ed. Todesco, Cluj-Napoca, 2000;
18. UDROIU R., Applications of additive manufacturing technologies for aerodynamic tests, Academic journal of manufacturing engineering, 2010;
19. VAIDA, L., OPRUȚA, D., GIURGEA, C. Mecanica Fluidelor Teoretică, Ed. Universității Oradea, 1999;
20. VAIDA, L., OPRUȚA, D., GIURGEA, C., NĂȘCUȚIU, L. Mecanica Fluidelor, lucrări de laborator, Ed. Quo Vadis, Cluj-Napoca, 1999.