

UNIVERSITETI POLITEKNIK I TIRANËS
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
DEPARTAMENTI I ENERGJITIKËS

DISERTACION

në mbrojtje të Gradës Shkencore
“DOKTOR”

Tema:

MODELIMI MATEMATIK I SISTEMIT PNEUMATIK TË FUQISË,
SIMULIMI KOMPJUTERIK, KONFIRMIMI EKSPERIMENTAL DHE
STUDIMI I NDIKIMIT TË PARAMETRAVE FIZIKE
TË KOMPONENTËVE NË PERFORMANCËN E TYRE

Kandidati:

Msc.Ing. SPARTAK POÇARI

Udhëheqës shkencor:

Prof. Dr. Ing. ANDONAQ LONDO

Tiranë, 2020



REPUBLIKA E SHQIPËRISË
UNIVERSITETI POLITEKNIK I TIRANËS
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

DISERTACION

Paraqitur nga
Z. SPARTAK POÇARI
në mbrojtje të Gradës Shkencore
“DOKTOR”
në fushën e Inxhinierisë Mekanike

Tema:

MODELIMI MATEMATIK I SISTEMIT PNEUMATIK TË FUQISË,
SIMULIMI KOMPJUTERIK, KONFIRMIMI EKSPERIMENTAL DHE
STUDIMI I NDIKIMIT TË PARAMETRAVE FIZIKE
TË KOMPONETEVE NË PERFORMANCËN E TYRE

MBROHET ME DATE / / PARA JURISE:

1. Prof. Asoc. Altin DORRI	KRYETAR	_____
2. Prof. Asoc. Flamur BIDAJ	ANËTAR	_____
3. Prof. Asoc. Majlinda ALCANI	ANËTAR (Oponent)	_____
4. Prof. Asoc. Xhevat BERISHA	ANËTAR	_____
5. Prof. Dr. Shaban BUZA	ANËTAR (Oponent)	_____

Falënderime

Falënderoj Udhëheqësin Shkencor të këtij disertacioni, Profesor Andonaq Londo, i cili me pasionin, përkushtimin dhe profesionalizmin e Tij më udhëhoqi në labirintet e vështira të Shkencës së Mekanikës, që nga koha kur ngjita shkallët e këtij universiteti e deri më sot në përmbyllje të kësaj sfide. Profesor Londo do t'Ju mbetem gjithmonë mirënjohës!

Falënderoj Profesor Altin Dorri si edhe stafin e Departamentit të Energjisë të drejtuar prej Tij, për ndihmën e pakursyer që më ofroi në materializimin e këtij studimi.

Falënderoj prindërit e mi të mrekullueshëm që inkurajuan tek unë gjithmonë iniciativën në fushën e shkencës, si dhe familjen time, që më nxiti dhe mbështeti në realizimin e kësaj sfide të vështirë.

Tiranë, Korrik 2020

PERMBAJTJA

HYRJE.....	1
Tendenca e zhvillimit të transmiseve Fluidike	1
Krahasim i përgjithshëm i sistemeve të transmiseve të energjisë	7
Avantazhet e Transmiseve Pneumatike.....	9
Avantazhet e Transmiseve Hidraulike.....	10
KAPITULLI I.....	12
ANALIZË ENERGJITIKE E SISTEMEVE PNEUMATIKE	12
Qëllimi dhe Objektivat	18
KAPITULLI II.....	19
MODELET MATEMATIKE TË KOMPONENTËVE TË NJË SISTEMI	
PNEUMATIK.....	19
2.1. Vetitë e ajrit të ngjeshur.....	19
2.1.1.Modeli matematik i gjëndjes së ajrit.....	20
2.1.2.Ajri Atmosferik	21
2.2. Modeli matematik i sasisë së ajrit (prurjes).....	22
2.3. Disa kufizime në modelimin e prurjes.....	25
2.4. Modelimi i tubacioneve të gjata	26
2.4.1. Humbjet për prurje konstante në tubacione	26
2.4.2. Ekuacioni diferencial i lëvizjes së fluidit në tubacionin me gjatësi L dhe diametër D28	
2.4.3. Modeli Empirik	29
2.4.4. Modeli i rrjedhjes në tubacion në varësi të kohës	31
2.4.5. Derivimi i modelit të tubacionit në varësi të kohës	31
2.5. Valvulat e kontrollit të presionit (Modeli matematik).....	34
2.5.1. Rregullatori i presionit.....	34
2.5.2. Modeli matematik i rregullatorit të presionit.....	36
2.6. Valvula e kontrollit të prurjes.....	39
2.6.1. Valvula e kontrollit të prurjes një drejtimëshe	39
2.6.2. Modeli matematik i valvules se kontrollit të prurjes	40

2.7. Cilindrat pneumatik	44
2.7.1. Modeli Matematik i Cilindrit	45
2.7.2. Parametrat e cilindrit	47
2.7.3. Forcat e fërkimit në hermetizim	48
2.7.4. Rrjedhjet në cilindër	52
2.7.5. Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë	53
2.8. Elektrovalvulat drejtuese proporcionale	55
2.8.1. Modeli Matematik i elektrovalvulës drejtuese proporcionale	58
2.9. Motorët pneumatikë	61
2.9.1. Parimi i punës së motorëve me lopata	63
2.9.2. Modeli matematik	64
2.9.3. Ekuacionet që përshkruajnë gjeometrinë	64
2.9.4. Momenti rrotullues i motorit ideal	65
2.9.5. Prurja në masë	69
KAPITULLI III	72
SIMULIMET KOMPJUTERIKE	72
3.1. Gjuha e programimit LabView	72
3.1.1 Historiku i LabView	72
3.2. Modelet Virtuale	72
3.2.1. Modelimi prurjes në LabView	72
3.2.2. Modeli i rrjedhjes së ajrit në tubacion	78
3.2.3. Modelimi i Rregullatorit të Prurjes	81
3.2.5. Modeli i elektrovalvulës proporcionale	87
3.2.6. Modeli Fizik	89
3.2.7. Përfundime	97
3.2.8. Modelimi i cilindrit pneumatik	97
3.2.9. Modeli virtual i rregullatorit të presionit	102
3.2.10. Modeli i Motorit Pneumatik	104
3.2.11. Modeli fizik	104
3.2.12. Simulimi kompjuterik	105
KONKLUSIONE	110
REFERENCA	111

SIMBOLET

A	Sipërfaqe tërthore, m^2
b	Raporti i presioneve
c	Shpejtësia e zërit, m/s
C	Përcjellshmëria e zërit, $m^3/(s \cdot Pa)$
C_d	Koeficienti i prurjes
c_p	Nxehtësia specifike në presion të konstant, $J/(kg \cdot K)$
c_v	Nxehtësia specifike në vëllim të konstant, $J/(kg \cdot K)$
d, D	Diametrat, m
F	Forca, N
g	Nxitimi i rënies së lirë, m/s^2
h	Koeficienti i transferimit të nxehtësisë, $J/(m^2 \cdot K)$
H	Entalpia totale, J
i	Intensiteti i rrymës elektrike, A
L	Gjatësia, m
$\dot{m}$	Prurja në masë, kg/s
n	Treguesi politropik
n	Shpejtësia e rrotullimit, rpm
p	Presioni absolut, Pa
P	Fuqia, kW
Q	Nxehtësia, J
R	Konstante e gazit
Re	Numuri i Reynold's-it,
s	Zhvendosje, distance, m
t	Koha, s
T	Temperatura, $^{\circ}C$ ose K
U	Energjia e brendshme, J
v	Shpejtësia, m/s
V	Vëllimi total, m^3
W	Puna totale, J
w	Shpejtësia e prurjes, m/s
x	Pozicion, m
γ	Raporti i nxehtësive specifike
Δ	Inkrement
η	Rendimenti
λ	Koeficient i fërkimit të brendshëm të fluidit
μ	Viskoziteti dinamik, $kg/(m \cdot s)$
ν	Viskoziteti kinematik, m^2/s
ρ	Densiteti, kg/m^3
τ	Konstantja e kohës, s
ψ	Funksioni i prurjes
ω	Shpejtësia këndore, rad/s
.	Sasi për njësi të kohës

(pikë sipër)

EMP	Shkurtimi i (Empirike)
MF	Shkurtimi i (Mekanika e Fluideve)
PWM	Modulimi i gjerësisë së pulsit(sinjali është indezur në hapat ekuivalente të kohës)
FT	Funksion i tranfertës, (Funksione qe përftohen nga transformimet e Laplast-it)
PID	(Proportional–integral–derivative controller), Kontroll: proporcional-integrativ – derivativ i pajisjeve.
k_s	Koefiçienti i ngurtësisë së sustës
β	Fluksi magnetik
N	Numuri i spirave te bobinës

HYRJE

Sistemet pneumatike të transferimit të fuqisë zënë një rol të rëndësishëm pothuajse në të gjitha llojet e industrisë, ato gjejnë përdorim në aeronautikë në sistemet e kontrollit, në marinë, tek automobilat sistemi i frenimit, komandimi i dymëve, sistemet e suspensioneve me jastëk ajri, në makineritë e minierave, makineritë agrokulturore dhe pyjore, në makinat metalpunuese, presat, tornot dhe frezat me kontroll numerik, tek robotët, në industrinë ushqimore dhe farmaceutike, në mjekësi, etj.

Tendenca e zhvillimit të transmiseve Fluidike

Sipas institucioneve ndërkombëtare të statistikave në biznes “Oxford Economics/Haver Analytics” dhe “National Fluid Power Association” në NFPA’s Global Fluid Power Report and Forecast Spring 2017 Edition, shohim tendencat në rritje të tregut ndërkombëtar industrial për sisteme të transmetimit të fuqisë me fluide dhe veçanërisht ato pneumatike.

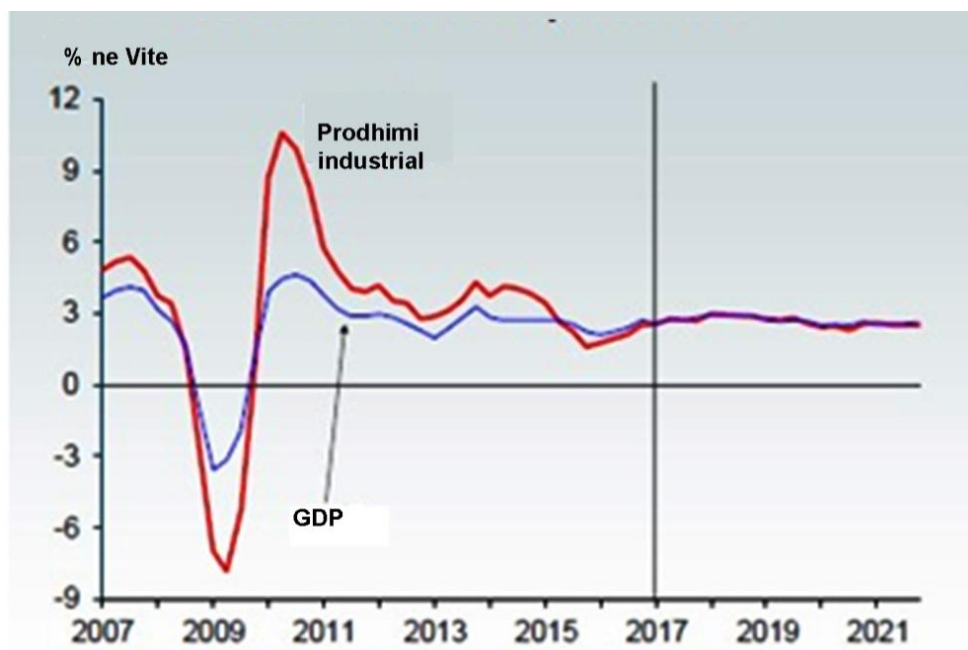


Fig. 1. Grafiku i prodhimit të përgjithshëm bruto në rang botëror krahasuar me prodhimin industrial [5]

Sikurse shihet nga grafiku në fig.1. prodhimi industrial në rang botëror krahasuar me prodhimin e përgjithshëm bruto pas rënies në vitet 2009-2010 ka pësuar rritje të vazhdueshme dhe sipas parashikimeve deri në vitin 2021 të realizuara nga NFPA, parashikohet të jetë në nivele të qëndrueshme.

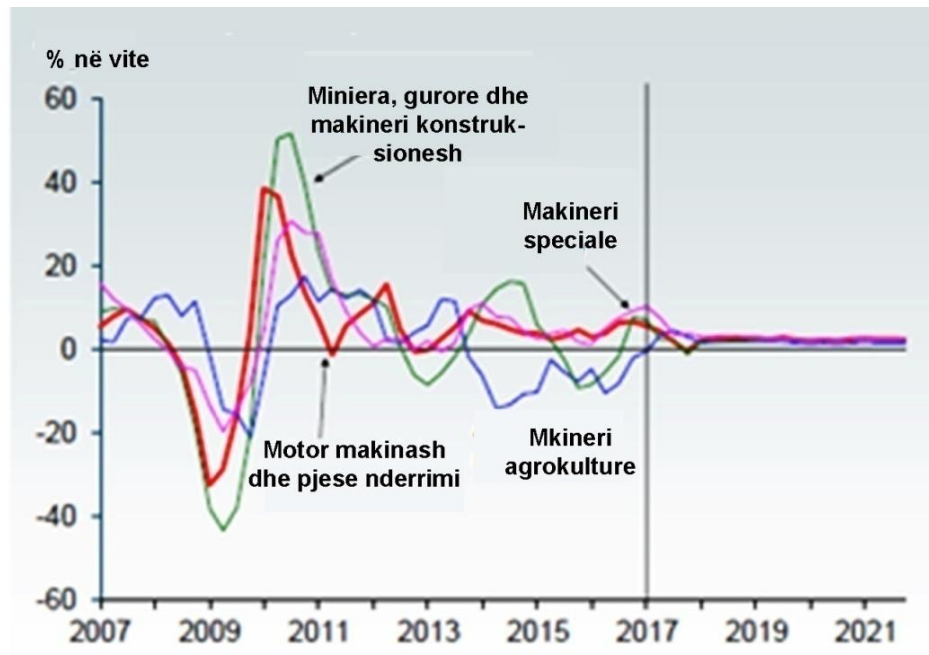


Fig. 1.1. Sektorët e industrisë botërore ku kërkohen sistemet Hidraulike dhe Pneumatike [5]

Në figurën 1.1. tregohet zhvillimi në vite, në rang botëror, i industrive ku përdoren transmetimet Hidraulike dhe Pneumatike. Nga grafiku duket qartë, që pas bumit të viteve 2010-2011, këta sektorë janë luhatur rreth një mesatareje dhe parashikohet sipas Oxford Economics, që të ruajnë një mesatare pozitive zhvillimi edhe në vitet e ardhëshme.

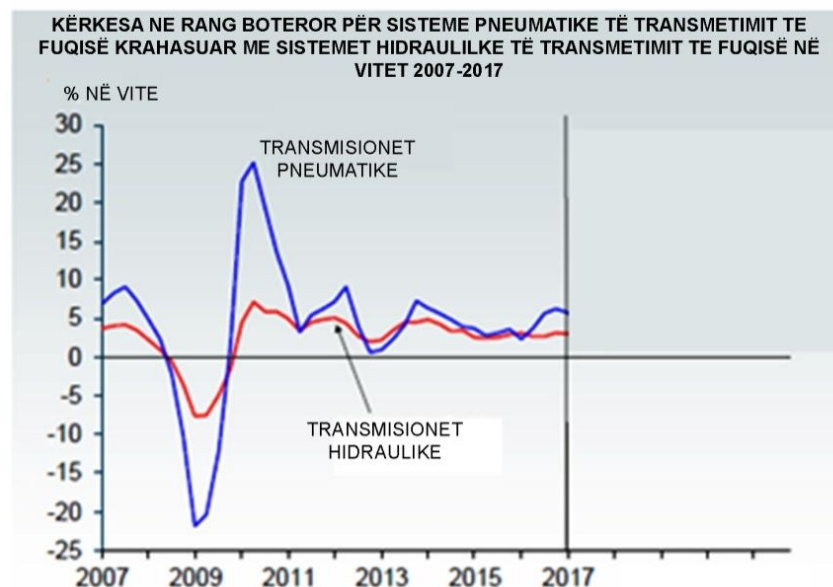


Fig. 1.2 Kërkesa në rang botëror për sisteme pneumatike të transmetimit të fuqisë krahasuar me sistemet hidraulike të transmetimit të fuqisë në vitet 2007-2017 [5]

Në figurën 1.2 është paraqitur në trajtë grafiku, kërkesa në rang botëror për sisteme pneumatike, krahasuar me sistemet hidraulike në vitet 2007-2017 dhe sikurse duket nga grafiku, me ngjyrë të kuqe tregohet evoluimi i kërkesës për sisteme hidraulike të transmetimit të fuqisë dhe me ngjyrë blu kërkesa për sistemet pneumatike të transmetimit të fuqisë. Nga grafikët dallojmë se kërkesa për sistemet pneumatike të transmetimit të fuqisë në rang botëror, është më e lartë se kërkesa për sisteme hidraulike të transmetimit të fuqisë. Këtë fakt e konfirmon edhe grafiku më poshtë fig.1.3.

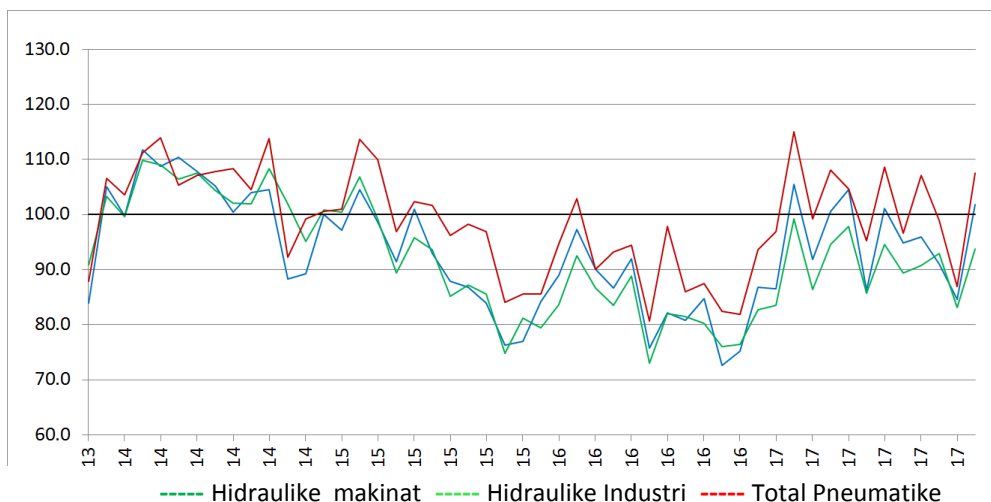


Fig. 1.3. Kërkesa për sisteme pneumatike dhe hidraulike nga 2013 deri 2017 [5]

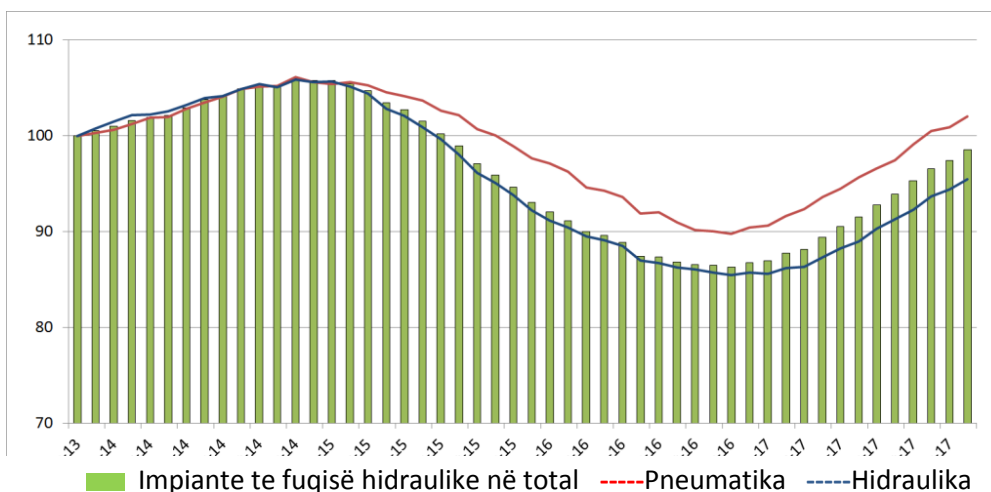


Fig.1.4. Kërkesa për sisteme pneumatike, krahasuar me sistemet hidraulike dhe totalin e impianteve të fuqisë, për vitet 2013 deri 2017 [5]

Figura.1.4 tregon një grafik përmbledhës ku me ngjyrë të gjelbër tregohet kërkesa e përgjithshme për impiante të transmetimit të fuqisë nëpërmjet fluideve, me ngjyrë blu

tregohet kërkesa për sisteme hidraulike të transmetimit të fuqisë dhe me ngjyrë të kuqe kërkesa për sisteme pneumatike të transmetimit të fuqisë.

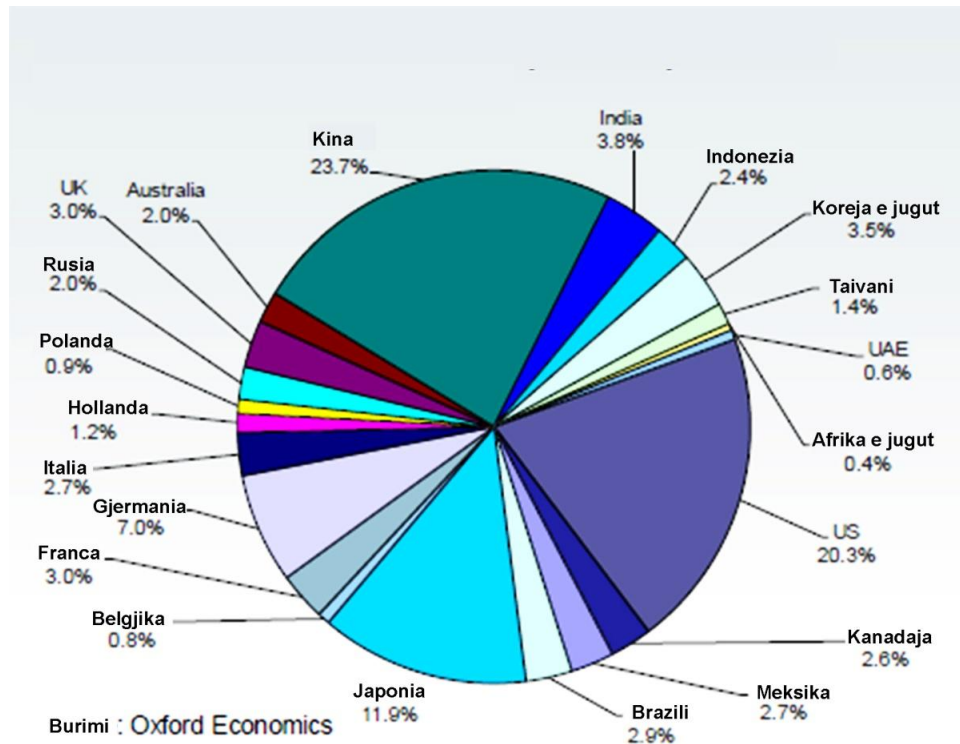


Fig. 1.5. Shpërndarja gjeografike e prodhimit industrial në rang botëror [5]

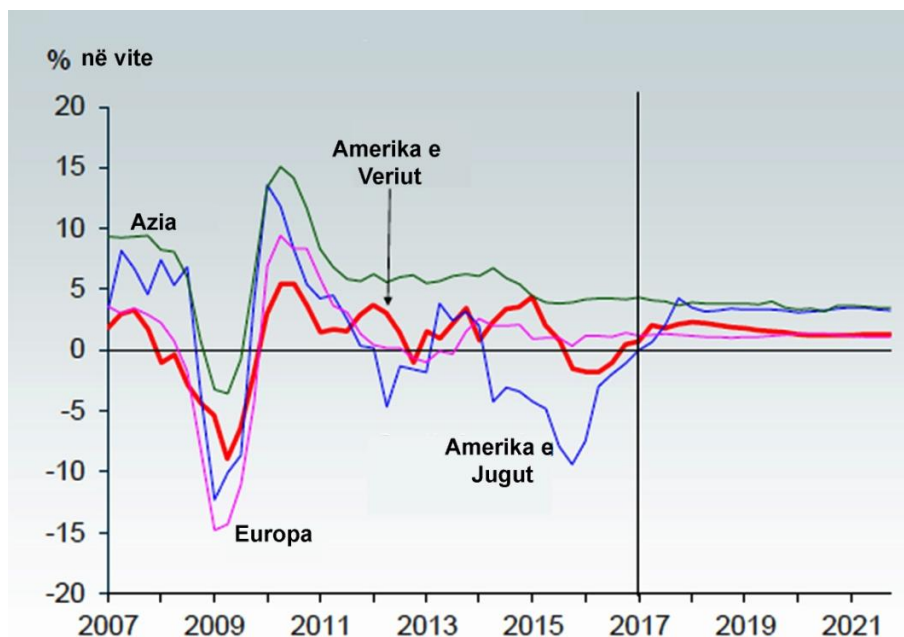


Fig. 1.6. Shpërndarja gjeografike e prodhimit industrial në rang botëror [5]

Në figurën 1.5 tregohet shpërndarja gjeografike e prodhimit industrial në rang botëror. Nga grafikët dallohet, që vendin e parë në prodhimin industrial në vitet 2007-2017, e zë Azia e cila ndiqet nga Amerika, Japonia, Gjermania etj.

Tabela 1. Ndryshimet në % të kërkesës botërore për sisteme fluidike[5]

<i>Ndryshimet vjetore të kërkesës botërore për sisteme fluidike në (%)</i>						
	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Kërkesa për sisteme Hidraulike të Transmetimit të Fuqisë						
Amerika e Veriut	-1.3	2.0	2.7	2.2	1.9	1.7
Amerika e Jugut	-14.3	-8.9	2.7	3.9	3.4	3.2
Europa	-0.3	1.6	2.1	2.0	2.1	1.7
Azia	0.0	4.1	2.4	2.8	2.7	3.0
Lindjen e Mesme dhe Afrika	-3.5	-0.2	2.7	3.6	3.5	3.3
Në rang Botëror	0.0	3.3	2.5	2.5	2.3	2.4
Kërkesa për sisteme Pneumatike të Transmetimit të Fuqisë						
Amerika e Veriut	-0.8	0.2	1.9	1.8	1.8	1.7
Amerika e Jugut	-3.2	1.2	4.1	5.2	4.5	4.5
Europa	1.7	2.4	1.8	1.8	2.3	1.6
Azia	5.9	5.5	3.2	3.1	2.5	3.1
Lindjen e Mesme dhe Afrika	-4.6	-0.1	4.1	3.5	2.6	2.5
Në rang Botëror	3.7	4.1	2.7	2.6	2.3	2.5
Prodhimi Industrial Botëror	2.1	2.8	2.8	2.6	2.4	2.5
GDP në Rang Botëror	2.4	2.8	3.0	2.7	2.6	2.6

Të dhënat e tabelës 1 në trajtë grafikësh paraqiten më poshtë në figurat 1.7 dhe 1.8.

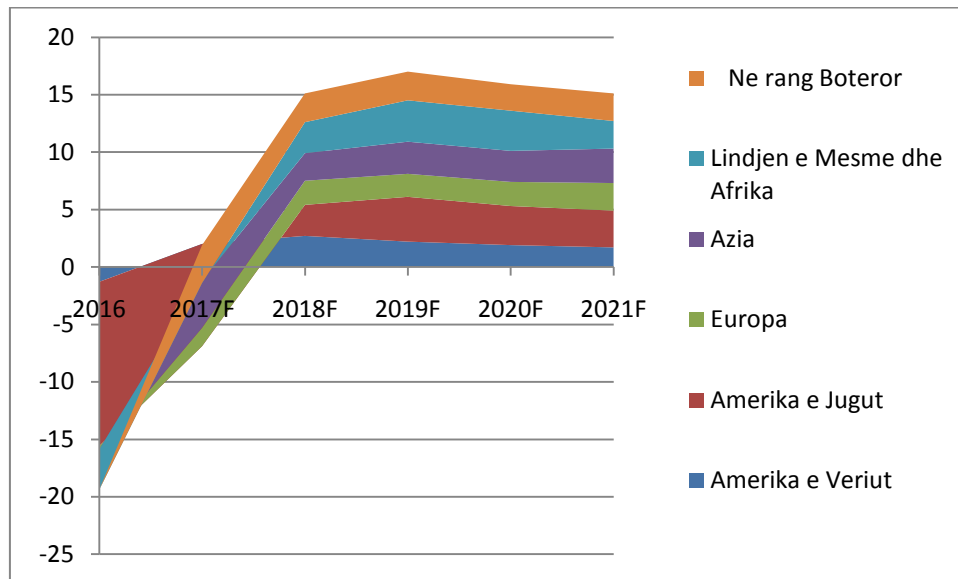


Fig. 1.7. Tregjet e përdorimit të sitemeve hidraulike të transmetimit të fuqisë

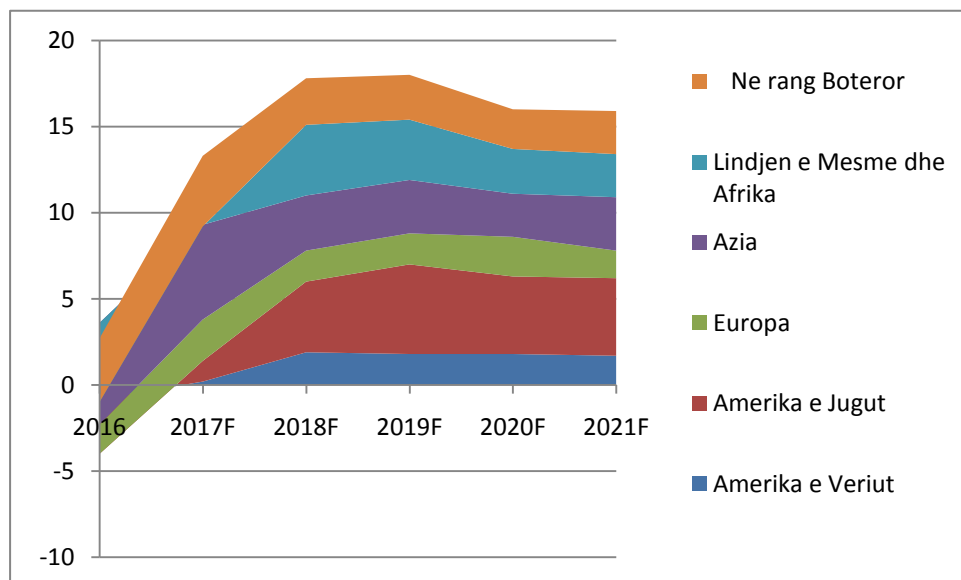


Fig. 1.8. Tregjet e përdorimit të sistemeve pneumatike të transmetimit të fuqisë

Nga grafikët në fig.1.7 dhe 1.8 të paraqitur më sipër, duket qartë që si në rang botëror edhe në klasifikimet sipas kontinenteve, kërkesa më e madhe dhe me tendencë në rritje është për impiantet pneumatike të fuqisë.

Referuar studimeve të bëra në rang botëror mbi përdorimin e sistemeve të transferimit të energjisë nëpërmjet fluideve të realizuara nga shoqata dhe institucione shkencore ndërkombetare, si dhe nga eksperiencat e mia personale në këtë fushë, vendosëm që ky studim të fokusohet pikërisht në sistemet pneumatike të transmetimit të fuqisë.

Krahasim i përgjithshëm i sistemeve të transmiseve të energjisë

Shumica e proceseve industriale kërkojnë që objektet ose produktet të zhvendosen nga një vend në tjetrin, ose aplikimin e një force për të mbajtur, formuar ose transformuar një produkt. Aktivitete të tilla kryhen nga sistemet e transmetimit të energjisë mekanike.

Transmetimi i energjisë mekanike nga burimi i saj në konsumator mund të realizohet:

- Me transmetim mekanik
- Me transmetim elektrik
- Me transmetim fluidik, i cili mund të jetë a) hidraulik ose b) pneumatik

Transmisionet fluidike të fuqisë shërbejnë për të transmetuar energjinë mekanike nga burimi i saj tek konsumatori dhe përbëhen nga një pompë (transmisionet hidraulike) ose nga një kompresor (transmisionet pneumatike), si edhe nga tre elementë të tjerë të domosdoshëm përveç tubacioneve që janë: elementët e sigurisë, rregulluesit e prurjes dhe shpërndarësit.

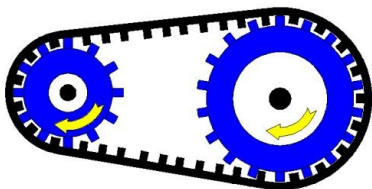


Fig. 1.9-a. Transmision mekanik

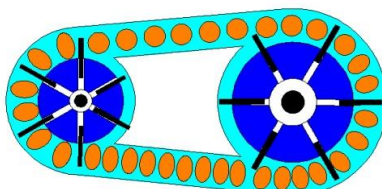


Fig. 1.9-b. Transmisionet Fluidike

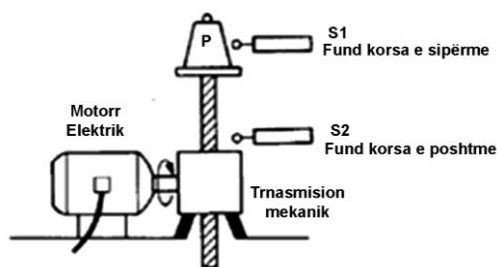


Fig. 1.9-c. Transmision elektro-mekanik

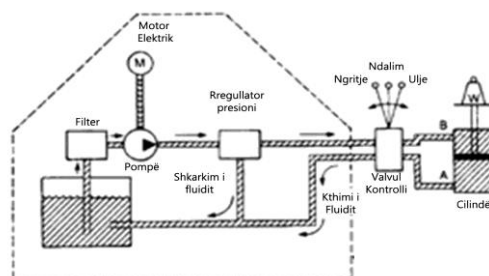


Fig. 1.9-d. Transmision hidraulik

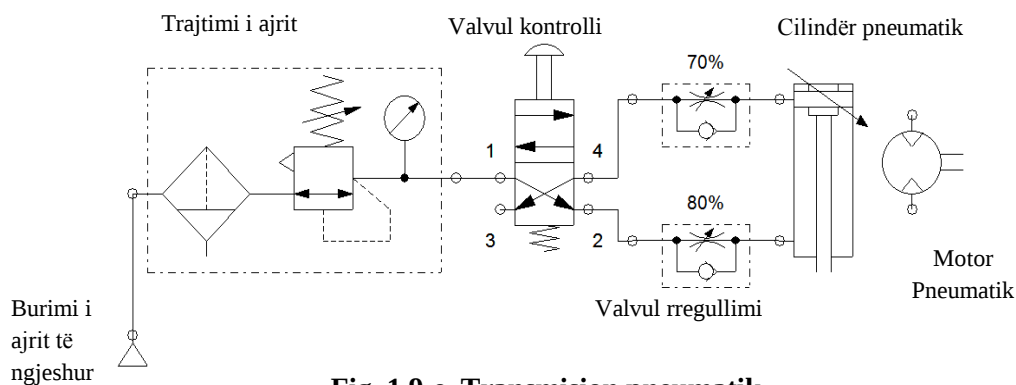


Fig. 1.9-e. Transmision pneumatik

Tabela 2. Një krahasim i përgjithshëm i sistemeve të transmiseve të energjisë.

	Elektro-Mekanik	Hidraulik	Pneumatik
Burimi i Energjisë	Zakonisht nga burime të jashtme	Motor elektrik ose motor me djegie të brendshme	Motor elektrik ose motor me djegie të brendshme
Ruajtja e energjisë	E Limituar (bateritë)	E Limituar (akumulatorët)	E mirë (depozitë)
Sistemi i shpërndarjes	Shumë i mirë, humbje minimale	E kufizuar, zakonisht përdoret si strukturë lokale	E mirë, mund të trajtohet si strukturë me shtrirje të gjerë
Kosto energjitike	E ulët	Mesatare	E lartë
Transformuesit me lëvizje rrotulluese të energjisë (Motorët)	Motorë AC&DC. Kontroll i mirë i motorëve DC. Motorët AC kanë kosto të ulët	Shpejtësi e ulët. Kontroll i mirë. Mund të ndalet në një pozicion të caktuar	Diapazon i gjerë shpejtësie, shpejtësi e rregullueshme, kontroll i vështirë
Transformuesit lineare	Lëvizje e shkurtër nëpërmjet elektromagnetit, përndryshe nëpërmjet konvertimit mekanik	Cilindër, Forca shumë të mëdha	Cilindër, Forca mesatare
Kontrolli i forcës	E mundur nëpërmjet elektromagnetit dhe motoreve DC, e vështirë sepse kërkon ftohje	Kontrollon forca të mëdha	Kontrollon forca mesatare
Efekte të pa dëshirueshme	E rrezikshme (goditje elektrike)	Rrjedhje, ndotje nga vaji , rrezik zjarri	I zhurmshëm

Tabela 3. Disa ndryshime thelbësore midis transmiseve Pneumatike dhe Hidraulike

	Hidraulika	Pneumatika
1) Niveli i presionit	~300 bar (i lartë)	2÷16 bar (i ulët)
2) Shpejtësia e fluidit	Në dërgim 7÷8 m/s	20÷40 m/s
	Në kthim 4÷5 m/s	
3) Shpejtësia e shtagës së cilindrit	Është e lidhur me Q (prurjen në vëllim)	E lidhur me prurjen në masë $\dot{m} = \rho \cdot Q$ dhe me dendësinë e fluidit
4) Ngjeshmëria	$\beta \cong 1500 \left(\frac{1}{Pa}\right)$	$\beta \cong 2 \left(\frac{1}{Pa}\right)$
5) Shpejtësia e organit punues	Zvogëlohet me rënien e temperaturës T	Zmadhohet me rritjen e temperaturës T
6) Ndalimi i organit punues në lëvizje	Mund të ndikohet nga β	E pamundur, kërkon paisje mekanike shtesë
7) Shkarkimi i fluidit punues	Kthim në rezervuar	Kthim në ambient nëpërmjet shuarësve të zhurmës

Avantazhet e Transmisioneve Pneumatike

Thjeshtësia e projektimit dhe e kontrollit - Makinat janë të ndërtuara në mënyrë të thjeshtë duke përdorur cilindra standartë dhe komponentë të tjerë kontrollues, komandues dhe shpërndarës.

Besueshmëria- Sistemet pneumatike përgjithësisht kanë jetëgjatësi operative dhe kërkojnë pak mirmbajtje. Për shkak se gazi është i shtypshëm, komponentët përbërës janë më pak të ekspozuara nga dëmtimi për shkak të goditjeve. Gazi absorbon forcat e tepërta, ndërsa lëngu në hidraulikë transferon forcën drejtpërdrejt tek komponentët. Gazi i ngjeshur mund të ruhet, kështu që makinat mund të vazhdojnë të funksionojnë për një kohë të caktuar edhe nëse energjia elektrike ndërpritet.

Siguria - Ka një propabilitet shumë të ulët të rënies së zjarrit në krahasim me sistemet hidraulike ku fluidi punues është vaji mineral.

Një nga avantazhet e sistemeve pneumatike në raport me sistemet hidraulike është se ato mund të funksionojnë suksesshëm edhe në kushtet e temperaturave shumë të ulta. Kështu një anije kozmike apo robot që lëviz në Hënë apo Mars do të mund të ishte efektiv në saj të sistemit pneumatik.

Ruajtja e ambjentit nga ndotja- Sistemet pneumatike nuk shkaktojnë ndotje në ambiente për arsye se ato përdorin ajrin si fluid punues, i cili kthehet përsëri në ambjent nëpërmjet shkarkimit nga amortizuesit e zhurmave.

Avantazhet e Transmisioneve Hidraulike

Lëngu nuk absorbon pothuajse asnjë pjesë të energjisë së dhënë (lëngu është pothuajse i pashtypshëm dhe humbjet në fërkim janë të vogla).

Të aftë për të lëvizur ngarkesa shumë më të mëdha dhe për të siguruar forca shumë më të larta për shkak të pashtypshmërisë.

Fluidi punues është në thelb i pashtypshëm.

Reagim shumë i shpejtë ndaj komandave, në krahasim me pneumatikën.

Transmeton më shumë fuqi se sa transmissionet pneumatike për njësi të peshës.

Realizon shumë detyra në të njëjtën kohë: lubrifikimin, ftohjen dhe transmetimin e energjisë.

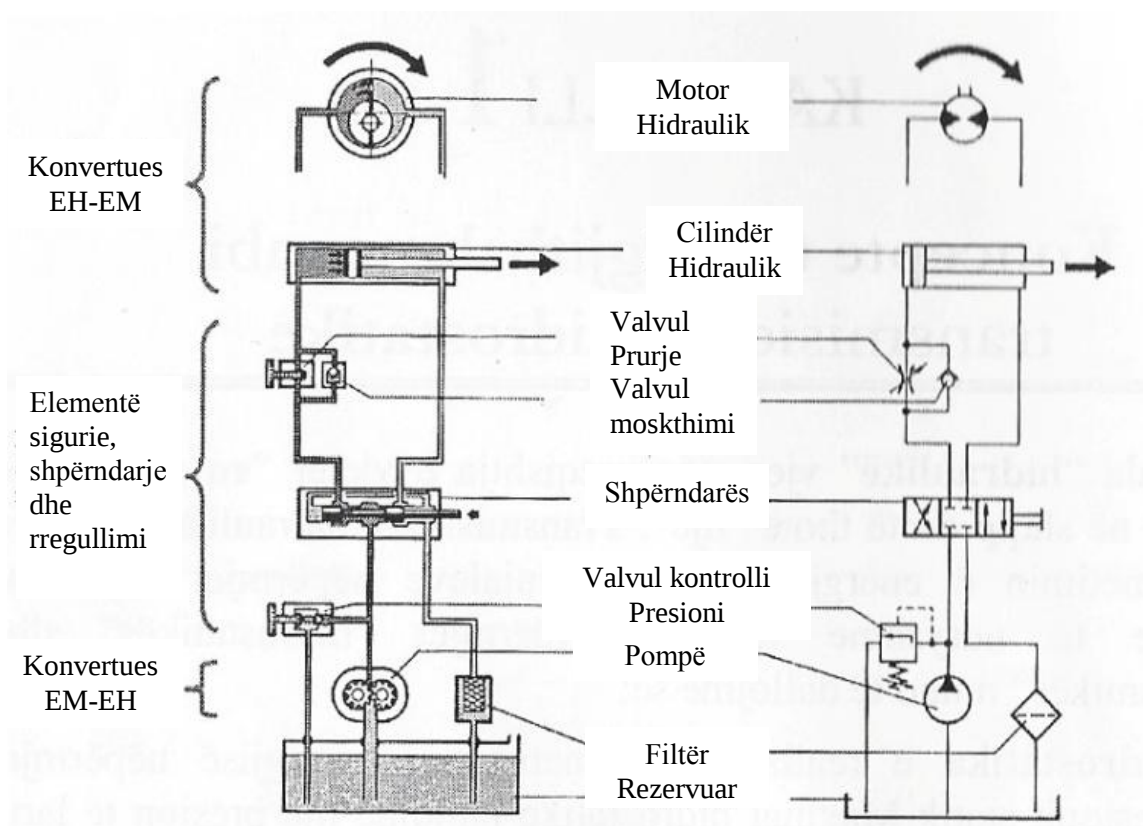


Fig. 2. Elementët përbërës të transmiseve hidraulike dhe pneumatike

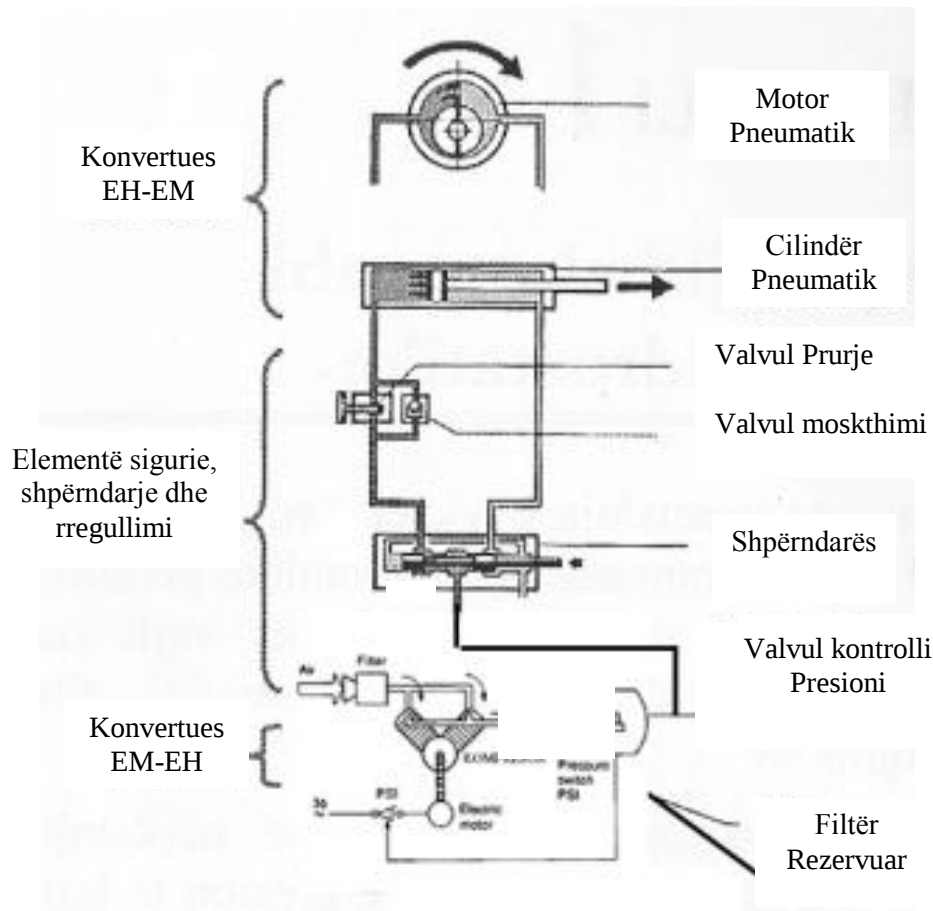


Fig. 2.1. Elementët përbërës të transmiseve hidraulike dhe pneumatike

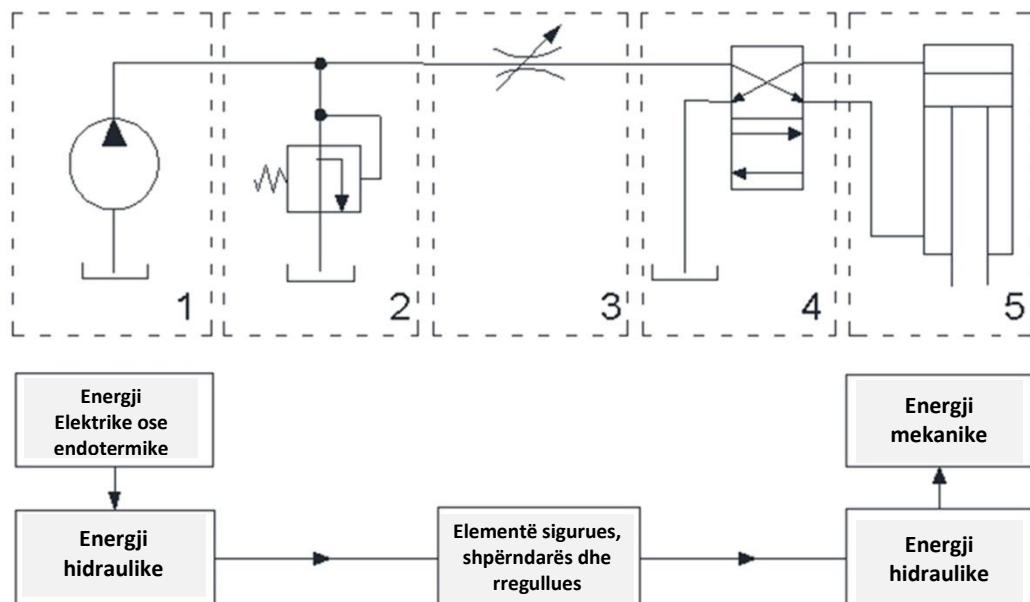


Fig. 2.2 Funksionet e një sistemi hidraulik

KAPITULLI I

ANALIZË ENERGJITIKE E SISTEMEVE PNEUMATIKE

a. Shtrimi i problemit

Sistemet pneumatike të fuqisë përdoren për transmetimin e energjisë mekanike nga burimi, duke e konvertuar atë fillimisht në energji pneumatike dhe më pas përsëri në energji mekanike tek konsumatori, konform skemës së paraqitur në figurën 1.1

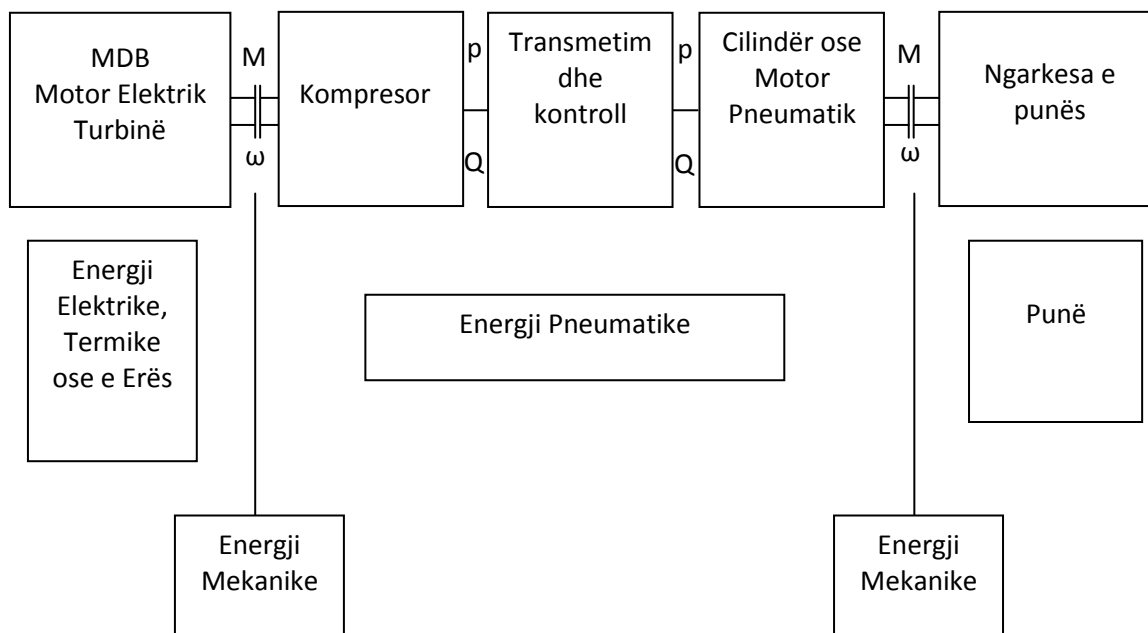


Fig. 1.1 Skema e transmetimit të fuqisë në një transmision pneumatik

Arsyeja kryesore e këtij konvertimi paraprak të energjisë mekanike në energji pneumatike lidhet me lehtësinë e transmetimit të kësaj të fundit.

Përdorimi i këtyre transmiseve lidhet me një sërë avantazhesh që ato paraqesin kundrejt sistemeve elektromekanike si: 1) raporti i madh fuqi-peshë; 2) raporte të konsiderueshme forcë-masë dhe moment-inerci, që rezultojnë në aftësi të larta përshpejtuese dhe reagim të shpejtë të motorëve pneumatikë; 3) aftësi e kontrollit të disa parametrave, si presioni, shpejtësia në nivele të fuqive të konsiderueshme; 4) amortizim i goditjeve, për shkak të ndërveprimit të cilindrave dhe motorëve pneumatikë me mekanizmat punues; 5) siguri ndaj zjarrit; 6) nuk shkakton ndotje sepse fluidi punues është ajri; 7) mbrojtje e thjeshtë ndaj mbingarkesave; 8) mundësi e ruajtjes së energjisë në rezervuarë; 9) fleksibilitet i transmetimit, krahasuar me sistemet mekanike; 10) mundësi lëvizjeje, si lineare ashtu dhe rrotulluese; 11) pozicionim i saktë i pistonit, nëpërmjet paisjeve ndihmëse dhe logjistikës, etj.

Performanca dinamike e tyre është superiore në krahasim me sistemet elektrike apo elektro-mekanike, veçanërisht në sistemet me fuqi relativisht të mëdha. Për sistemet që kërkojnë fuqi dhe shpejtësi të lartë reagimi, sistemet pneumatike janë shpesh zgjedhja e

duhur. Sistemet pneumatike të fuqisë janë veçanërisht të përshtatshëm për ato operacione që karakterizohen nga veprimi i ngarkesave të menjëhershme, ndalesa dhe startime të shpeshta, reversime dhe variacione të shpejtësisë që shkaktajnë rritje të menjëhershme dhe luhatje të fuqisë së kërkuar.

Këto avantazhe i bëjnë sistemet hidrostatike të fuqisë gjerësisht të përdorura në industrinë e prodhimit të makinave, industrinë elektronike, minerale, në metalurgji, në industrinë ushqimore, në industrinë farmaceutike, në industrinë e përpunimit të drurit dhe letrës, në makineritë e lëvizshme për ndërtim, në fushën e aviacionit, në fushën e kontrollit të anijeve, etj.

Megjithatë, në përdorimin e këtyre sistemeve duhet të merren në konsideratë dhe disavantazhet që ato paraqesin, si pamundësia e të paturit direkt në dispozicion të energjisë pneumatike (ndryshe nga ajo elektrike), kosto e lartë e prodhimit, që vjen nga kërkesat për hapësira të vogla dhe precizion të lartë, të procesit të prodhimit të komponentëve të sistemit, inercia e lartë e linjave të transmetimit që rrit ndjeshëm kohën e reagimit të sistemit, shtypshmëria e fluidit punues, e cila çon në kufizime të fuqisë së gjeneruar në dalje dhe bën që lëvizjet dhe ndalesat precize të kontrollohen me paisje dhe logjistikë shtesë.

Reduktimi i konsumit të energjisë është një prioritet në shumicën e të gjitha impianteve prodhuese dhe objekteve industriale, pasi asnjë kompani nuk mund të lejojë të hedhë paratë, duke përdorur makineri dhe procese që harxhojnë energji. Për shkak se sistemet pneumatike janë të pranishme në të gjithë prodhimin, ato mund të jenë përgjegjëse për një pjesë të madhe të kostove të energjisë, prandaj është jashtëzakonisht e rëndësishme që ato të funksionojnë në mënyrë efikase.

Shumë përdorues mendojnë se sistemet pneumatike janë në vetvete joefikase referuar kursimit të energjisë dhe kështu lënë pas dore mundësitë për kursimin e energjisë. Përveç kësaj, disa prodhues të pajisjeve industriale dhe robotëve kanë tendencë të përqëndrohen në sigurimin e sistemeve pneumatike që realizonjë synimet e tyre, dhe në këtë proces neglizhojnë përpjekjet për të ulur kostot operative. Kostoja e energjisë është një komponent i rëndësishëm, ajo përbën rreth 75% të kostos totale operative të makinës ose robotit.

Sot, një problem i rëndësishëm që duhet mbajtur parasysh është kosto e energjisë. Në planin afatgjatë domosdoshmërisht është e përfshirë eficienca e energjisë si pjesë e performancës së përgjithshme të sistemeve pneumatike.

Efienca energjitike e sistemeve pneumatike mund të përmirësohet:

a. Nëpërmjet aplikimit të zgjidhjeve konstruktive.

Sipas të dhënave nga Departamenti Amerikan i Energjisë, prodhuesit shpenzojnë mbi 5 miliardë dollarë çdo vit për energjinë në sistemet e ajrit të ngjeshur. Duke optimizuar këto sisteme, kompanitë mund të zvogëlojnë sasinë e konsumit të tyre të ajrit të ngjeshur nga 20 deri në 35%.

b. Njëpërmjet përmasimit optimal.

Përmasimi i saktë i komponentëve të sistemit pneumatik, ndihmon në uljen e kostove në disa mënyra, duke qenë se secili komponent mund të ndikojë në pjesë të tjera të sistemit. Valvulat e kontrollit me dimension të vogël mund të jenë më të lira se sa njësitë më të mëdha, por kërkojnë që kompresori të punojë më shumë për të realizuar prurjen dhe presionin e duhur tek aktuatorët (grupet vepruese).

Nga ana tjetër, disa mbipërmasime janë të nevojshme, për të kompensuar luhatjet e presionit dhe humbjet e ajrit. Përmasimet e tepërta shkaktojnë rritjen e kostos në konsumin e energjisë në një sistem pneumatik. Nëse një inxhinier thjesht mbipërmason nga 2 në 3 cm një cilindër, për shembull, vëllimi i kërkuar i ajrit do të jetë më shumë se dyfishi. Përmasimi i saktë e një cilindri, mund të zvogëlojë konsumin e tij të ajrit me të paktën 15%, kjo bëhet edhe më e rëndësishme në sistemet me shumë cilindra që kryejnë një numur të madh ciklesh punuese, gjatë jetës së tyre operative.

Në përgjithësi rritja e ngarkesës dhe shpejtësisë, kërkon 25% kapacitet shtesë për të siguruar funksionimin e duhur. Ndërsa llogaritjet bëhen në vlerësimin e komponentëve të duhur, një ndihmesë në këtë drejtim japin edhe paketat softuerike, etj. Duke kaluar pak më shumë kohë në fazën e projektimit, mund të kursejmë sasi të konsiderueshme të energjisë.

Komponentët pneumatikë të drejtpërdrejtë, jo vetëm që do të rrisin eficiencën, por ulin shpenzimet energjitike.

c. Optimizimi i presionit

Ndërsa ajri i ngjeshur rrjedh përmes tubave dhe elementëve drejtues dhe rregullues, presioni i ajrit bie edhe për shkak të rezistencës në tuba, në valvula, ndryshimeve në kërkesë, si dhe faktorë të tjerë. Por shumë prej këtyre humbjeve ndodhin thjesht sepse distanca midis kompresorit ose pikës furnizuese dhe aktuatorit është më e gjatë se sa nevojitet.

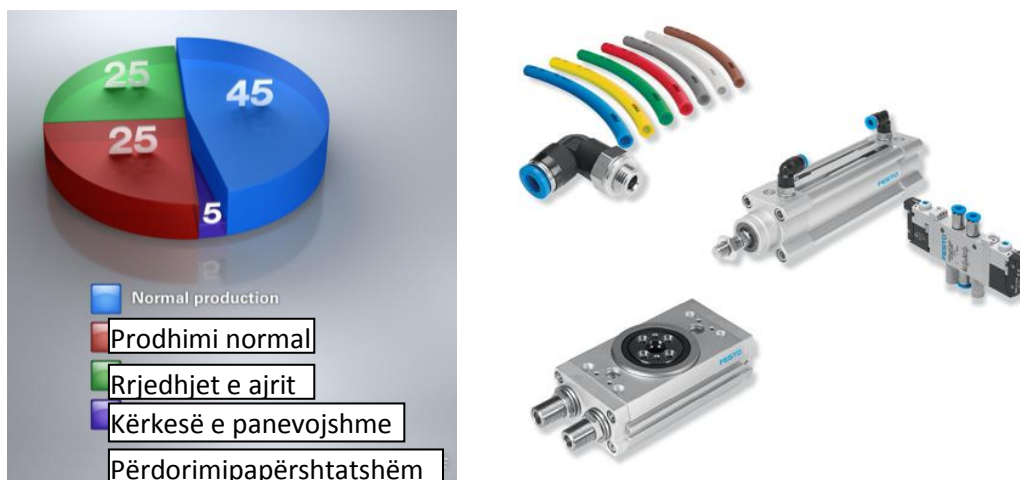


Fig.1.2. a) Shpërndarja e sasisë së ajrit të prodhuar, b) Komponentë të sistemit pneumatik të fuqisë

Projektet që përdorin tubat më të shkurtër të mundshëm mund të zvogëlojnë konsumin e energjisë, si dhe kohën e ciklit. Në mënyrë tipike, tubat midis valvulave të kontrollit dhe cilindrave duhet të jenë më pak se 3 m të gjatë. Lidhje më të gjata, kërkojnë më shumë presion, në mënyrë që forca, shpejtësia dhe aftësitë e pozicionimit të mos kompromentohen.

Një mënyrë tjetër për të eliminuar konsumin e tepërt është sigurimi i presionit të nevojshëm që aktuatorët përdorin për të kryer detyrën e tyre. Ndonjëherë, operatorët rrisin presionin e furnizimit me mendimin se përmirësojnë performancën, e gjithë kjo është energji dhe para të hedhura në kosh.

Instalimi i sensorëve që monitorojnë presionin dhe i rregullatorëve të presionit, që mbajnë parametrat në mënyrë korrekte, mund të mbajë presionin brenda parametrave minimale dhe maksimale.

Shumë inxhinierë projektojnë sisteme, që ofrojnë presion më të madh sesa duhet për aktuatorin. Vendosja e rregullatorëve, që kontrollojnë presionin në hyrje të çdo cilindri pneumatik, do të rrisë efikasitetin e energjisë, gjë që në shumë raste gjeneron kursime deri në 40%.

d. Minimizimi i humbjeve

Një tjetër mënyrë për të kursyer energjinë, është furnizimi me presionin e duhur në lëvizjen e kthimit të aktuatorit. Shumica e aplikacioneve lëvizin vetëm një ngarkesë në një drejtim. Megjithatë, shumë makina përdorin të njëjtin presion për lëvizjet e punës dhe të kthimit.

Për shembull, një sistem i ambalazhimit të materialeve, që shtyn kutitë nga një transportues në tjetrin, ka nevojë për forcë të lartë në cilindër vetëm në një drejtim. Lëvizja e punës mund të kërkojë $6.8 \cdot 10^5$ Pa për të lëvizur një kuti, por lëvizja e kthimit kërkon një forcë të ulët vetëm $6.8 \cdot 10^4$ Pa. Duke përdorur të njëjtin presion në të dy drejtimet, humbasim energji. Reduktimi i presionit në lëvizjen e kthimit kursen 90% të vëllimit të ajrit të ngjeshur. Duke qënë se kjo mënyrë ruan ajrin e ngjeshur, sasi e konsiderueshme energjie ruhet përgjatë mijra cikleve që do të kryhen.

Një tjetër mënyrë përfitimi i rëndësishëm dhe shpesh i anashkaluar, është rregullimi i presionit të ajrit në nivelin minimal të kërkuar: kjo zvogëlon konsumimin e komponentëve pneumatikë, mos ngarkimin e lëvizjes së kthimit, zvogëlon vibrimet dhe goditjet në makinë. Për më tepër vendosja e një valvule të shpejtë shkarkimi, mund të zvogëlojë kohën e ciklit sepse shkalla e shkarkimit në lëvizjen e kthimit ndikon në shpejtësinë e cilindrit.

Proceset me lëvizje të shkurtra mund të përdorin cilindra me veprim të njëanshëm dhe sustë për kthimin. Valvula drejtuese dërgon ajrin me presion në cilindër në dhomën që realizon daljen e shtagës. Gjatë lëvizjes së kthimit, susta, ose nganjëherë dhe vetëm pesha e një mekanizmi, sjell cilindrin përsëri në pozicionin e fillimit.

a. Minimizimi i rrjedhjeve të fluidit punues

Rrjedhjet janë të zakonshme dhe të shoqëruara me kosto në sistemet e pneumatikës. Statistikat e Departamentit të Energjisë të SH.B.A, tregojnë se fabrikat e prodhimit mesatarisht humbasin 30 deri në 35% të ajrit të ngjeshur për shkak të rrjedhjeve. Shumë prej këtyre rrjedhjeve mund të parandalohen ose të riparohen.

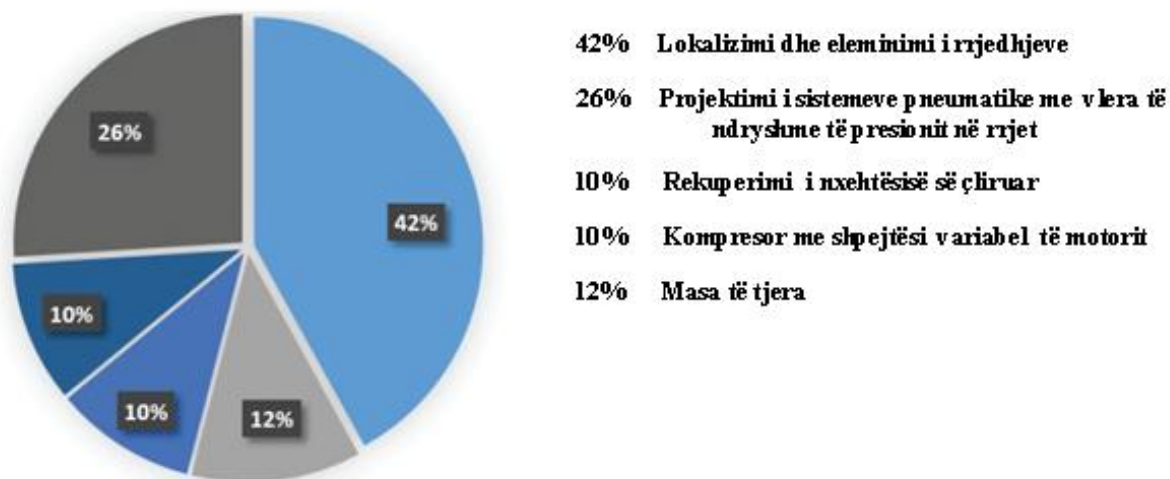


Fig. 1.3. Energjia e kursyer [%] referuar masave të ndërmarra për reduktimin e humbjeve në sistemet pneumatike të fuqisë në Europë

Ekzistojnë shumë zona ndërmjet kompresorit dhe organit punues, ku rrjedhjet mund të eliminohen; hermetizimet në konstruksionin e valvulave dhe të cilindrave, janë dy fushat kryesore të përmirësimit. Hermetizimet e dëmtuara dhe dizenjot e caktuara të valvulave, siç janë valvulat me hermetizime metalike, kanë rrjedhje të brendëshme dhe rrjedhja është konstante, për aq kohë sa valvula furnizohet me ajër. Kalimi në valvula me hermetizime të buta mund të ulë ndjeshëm këtë rrjedhje.

Sidoqoftë, është e rëndësishme të theksohet se konsumi i ajrit në valvula me hermetizim metalik nuk ndryshon gjatë përdorimit. Nga ana tjetër, nëse dëmtohet një permistop, do të shkaktohen qindra herë më shumë rrjedhje, se sa rrjedh nga një valvul me hermetizim metalik. Prandaj zgjedhja e llojit të duhur të valvulës për një aplikim mund të minimizojë rrjedhjen e ajrit.

Është po aq e rëndësishme të merren parasysh kushtet mjedisore si temperatura dhe lagështia, dhe lloji ose mungesa e vajosjes, pasi të gjitha këto ndikojnë në shkallën e rrjedhjes së një hermetizimi. Në disa raste, hermetizime të forta dhe relativisht të shtrenjta, si Viton, Teflon ose poliuretani, mund të jenë opsionet më të mira.

Sistemet pneumatike në shumë raste mund të ofrojnë një alternativë më të mirë se sistemet elektromekanike ose hidraulike në lloje të caktuara aplikacionesh.

Aktuatorët pneumatikë sigurojnë cilësi me kosto të ulët, ato janë gjithashtu të përshtatshme, për ambiente të pastra dhe të sigurta dhe është më lehtë për të punuar me to. Megjithatë, pozicioni dhe kontrollimi i forcës së këtyre aktuatorëve në aplikimet që

kërkojnë precizion të lartë, është disi i vështirë, për shkak të shtypshmërisë së ajrit dhe rrjedhjeve jolineare përmes komponentëve të sistemit pneumatik. Përveç kësaj, për shkak të dizajnit dhe hapësirës në shumë aplikacione valvula drejtuese pozicionohet në një distancë relativisht të madhe nga cilindri pneumatik.

Kështu, për shkak të shtypshmërisë së ajrit, sjelljes jolineare dhe vonesave kohore për shkak të përhapjes së ngadaltë të valëve të presionit, pozicionimi dhe kontrolli i forcës tek këta aktuatorë është i vështirë. Për këto arsye, përdorimi i hershëm i aktuatorëve pneumatikë, ishte i kufizuar në aplikime të thjeshta, që kërkonin vetëm pozicionimin në dy skaje të lëvizjes. Më pas, modelet më të plota matematikore për termodinamikën dhe ekuacionet e rrjedhës (Shearer, 1956), ndihmuan në ndërtimin e metodave të reja të kontrollit.

Si rezultat, u krijuan kontrollues të pozicionit më kompleksë, bazuar në linearizimin rreth pozicionit të mesit të shtagës (Burrows, 1966, Liu dhe Bobrow, 1988).

Këto modele të thjeshta, ofruan përmirësime modeste të performancës. Gjatë dekadave të fundit, u zbatuan teknikat e kontrollit jolinear duke përdorur kompjuterin. Bobrow dhe Jabbari, (1991), dhe McDonell dhe Bobrow, (1993) përdorën kontrollin adoptiv për forcën dhe trajektoren, dhe mundësuan aplikimin në një robot me ajër. Rezultate të përmirësuara u morën për frekuenca të ulëta (rreth 1 Hz).

Pozicionimin e lëvizjes në rrëshqitje e testuan gjithashtu Arun (1994), Tang and Walker (1995), përsëri me rezultate të përmirësuara në frekuenca të ulëta. Si karakteristikë të përgjithshme modelet matematikore të përdorura tek këta kontrollues, nuk morën në konsideratë fërkimet e guarnicioneve të pistonit. Rrjedhjen përmes valvulave e konsideruan lineare duke lënë pas dore dinamikën e valvulave. Ben-Dov dhe Salcudean (1995), zhvilluan një aktuator pneumatik me forcë të kontrollueshme dhe siguruan një forcë me amplitudë 2N në 16 Hz.

Modeli i tyre përfshinte dinamikën e valvulave dhe karakteristikat jolineare të prurjes së ngjeshur përmes valvulës. Richard dhe Scavarda (1996), realizuan një krahasim midis kontrollorëve linearë dhe jolinearë në një aktuator pneumatik rrotativ. Modeli matematikor llogariste rrjedhjen midis dhomave të aktuatorit dhe ndryshimin jolinear të zonës efektive të valvulës për tensionin e aplikuar. Modeli i tyre varej shumë nga përshatshmëria e kurbës së ndërtuar duke përdorur vlerat eksperimentale, kjo bënte të vështirë aplikimin e modelit për sisteme edhe pak të ndryshme.

Qëllimi dhe Objektivat

Nëpërmjet këtij studimi, siç theksuam më lart synojmë të vlerësojmë dhe rekomandojmë masat për përmirësimin e efijencës energjitike të përdorimit të sistemeve pneumatike të fuqisë.

Është më se e kuptueshme se ndërtimi i një modeli vlerësues për efijencën e energjisë, nuk mund të arrihet pa ndërtimin e një modeli matematik të saktë dhe konfirmimin eksperimental të sistemit pneumatik; analizën e çdo elementi energjistik të tyre; gjetjen e ngarkesave energjitike dhe rekomandimet për uljen e konsumeve energjitike.

Për realizimin e këtij studimi, do të përdorim një sistem pneumatik të transmetimit të fuqisë tipik, të përbërë nga burimi i ajrit të ngjeshur (kompresori), cilindri pneumatik, motori pneumatik, valvulat e sigurisë, valvulat rregulluese dhe drejtuese, etj.

Për studimin dhe analizën eksperimentale, do të ndërtojmë një impiant pneumatik të transmetimit të fuqisë me komponentët e përmendur më lart. Nëpërmjet maketit eksperimental do të mund të masim karakteristikat reale të komponentëve të impiantit.

Referuar parametrave që karakterizojnë komponentët e impiantit pneumatik të marrë në shqyrtim, do të ndërtojmë modelet matematike.

Nëpërmjet gjuhës së programimit LabView do të ndërtojmë programet kompjuterike, që do të simulojnë dukuritë fizike që ndodhin tek këto komponentë gjatë procesit të punës.

Për të vlerësuar vërtetësinë e programeve të ndërtuar, do të krahasojmë karakteristikat e përfuara nga simulimi kompjuterik me matjet fizike të realizuara, për të njëjtat parametra në maketin eksperimental.

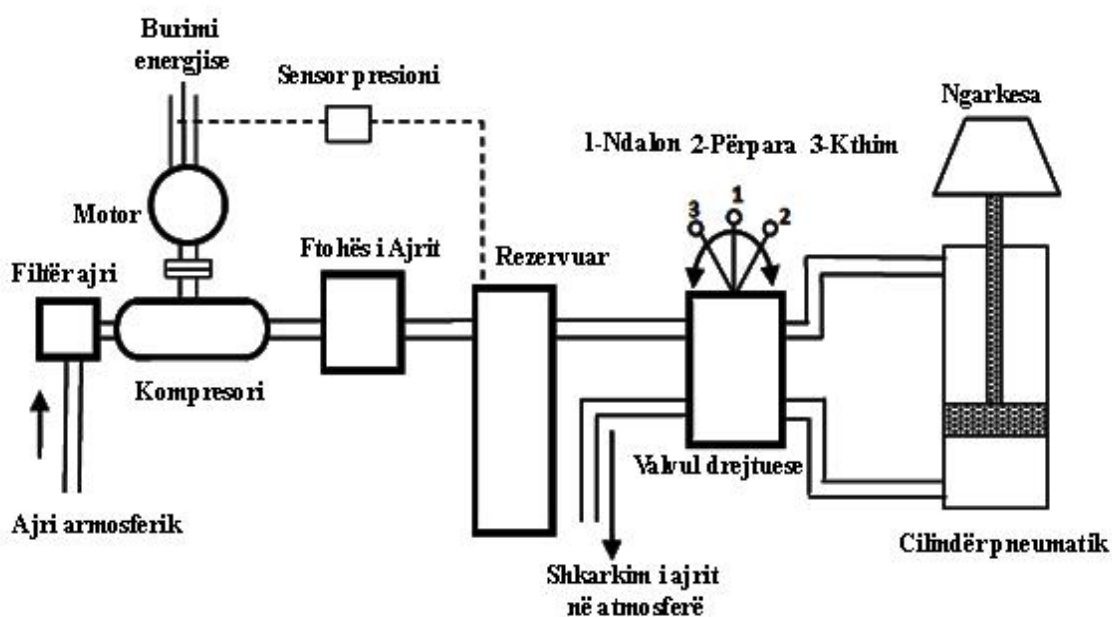


Figura 1.4. Struktura e një sistemi pneumatik të transmetimit të fuqisë

KAPITULLI II

MODELET MATEMATIKE TË KOMPONENTËVE TË NJË SISTEMI PNEUMATIK

2.1. Vetitë e ajrit të ngjeshur

Sistemet pneumatike përdorin ajrin e ngjeshur për të ruajtur dhe transmetuar energji ose sinjale. Parametrat e tij janë të rëndësishëm për performancën e konvertuesit të energjisë pneumatike në energji mekanike (cilindri, motori, valvula e pilotuar, ...etj). Referuar kësaj është i nevojshëm një model i besueshëm matematikor për analiza numerike të besueshme dhe simulime kompjuterike.

Ajri i pastër dhe i thatë, është një përzjerje mekanike prej rreth 78% në vëllim azot dhe 21% oksigjen. Pjesa e mbetur prej 1% përbëhet nga një përzjerje e katërmbëdhjetë gazeve të tjerë.

Përbërja e ajrit mbetet në thelb e njëjta nga niveli i detit deri në një lartësi prej rreth 20 km, por dendësia e tij ndryshon në varësi të presionit dhe temperaturës. Në standarde teknike referuar kushteve, me një presion prej 10^5 Pa, një temperaturë prej 20° C dhe një lagështi relative prej 65%, dendësia e ajrit është $1.185 \text{ kg} / \text{m}^3$. Në këtë presion dhe temperaturë, 1 kg ajër ka një vëllim 0.844 m^3 .

Në temperaturë dhe presion standard, shpejtësia mesatare e molekulave të gazit është e rendit 500 m/s , me një distancë mesatare ndërmolekulare të rendit nga $10^{-7} \div 10^{-8} \text{ m}$. Shkalla e përplasjeve midis molekulave është përgjegjëse për presionin e ushtruar nga ajri.

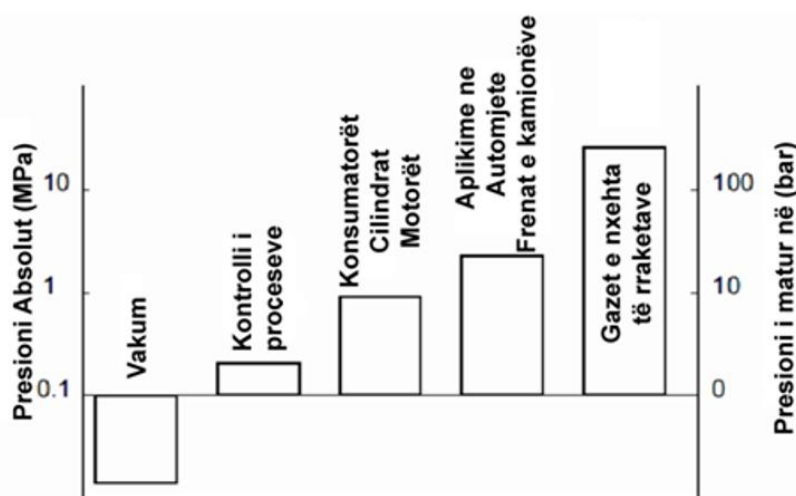


Fig. 2.1.1. Niveli i vlerave në sistemet pneumatike

Ndryshimi i temperaturës së gazit, çon në ndryshimin e vlerës mesatare të shpejtësisë, prandaj si rezultat, ndryshimi i temperaturës çon në ndryshim të presionit. Në mënyrë të ngjashme, çdo ndryshim në vëllim ose në masë, ndikon tek presioni. Kështu presioni, temperatura dhe vëllimi janë të ndërlidhura.

Të gjitha madhësitë që na interesojnë, si dendësia, shpejtësia dhe presioni, do të pranojmë që ndryshojnë në hapësirë nga pika në pikë brenda në rrjedhë, ky supozim është i vlefshëm dhe merret në konsideratë gjatë prodhimit të komponentëve si valvulat ose cilindrat pneumatikë.

2.1.2. Modeli matematik i gjendjes së ajrit

Ekzistojnë disa mënyra për të modeluar marrëdhënien midis masës së gazit, presionit, temperaturës dhe vëllimit. Një mënyrë është të masësh grupin e parametrave dhe të përdorësh tabelat dhe interpolimin. Kjo mënyrë jep rezultate të sakta, por kërkon kohë për ti nxjerrë ato.

Një tjetër mënyrë është të përdoret ligji themelor i gazeve. Ligji i gazit bazohet në supozimet se distancat midis molekulave janë krejtësisht të papërfillshme në madhësi, dhe krahasuar me distancën midis tyre nuk ushtrojnë forcë ndaj njëri-tjetrit. Ky gaz është quajtur gaz ideal dhe lidhja midis masës, presionit, temperaturës dhe vëllimit jepet nga relacioni i mëposhtëm:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.1)$$

ku:

p-presioni absolut në Pa,

V-vëllimi në m³

m - masa e gazit në kg

R- konstante e gazit në J / (kg*K),

T- temperatura absolute në K.

Një kontroll i thjeshtë nëse ky model është i përshtatshëm për modelimin e komponentëve të sistemeve pneumatike është një krahasim mes vlerave të matura dhe atyre të llogaritura për grupe të parametrave përkatës. Të dhënat e tabeluara të matjeve jepen nga Chadwick dhe Brady (1957), Baehr dhe Schwier (1961), Brower (1990).

Figura 2.1.2 tregon gabimin relativ e_{rel} , në përqindje, midis të vlerave të matura dhe të llogaritura të densitetit $\rho = m / V$,

$$e_{rel} = \frac{\rho_{mat} - \rho_{idealgaz}}{\rho_{mat}} \quad (2.2)$$

Për kombinime përkatëse të presionit dhe temperaturës, për sistemet pneumatike gabimi është më pak se 5%, në zonën prej $200 \text{ K} < T < 800 \text{ K}$ dhe $0.1 \text{ MPa} < p < 10 \text{ MPa}$. Prandaj ekuacioni (2.1) do të përdoret për të gjithë llogaritjet dhe simulimet në këtë studim.

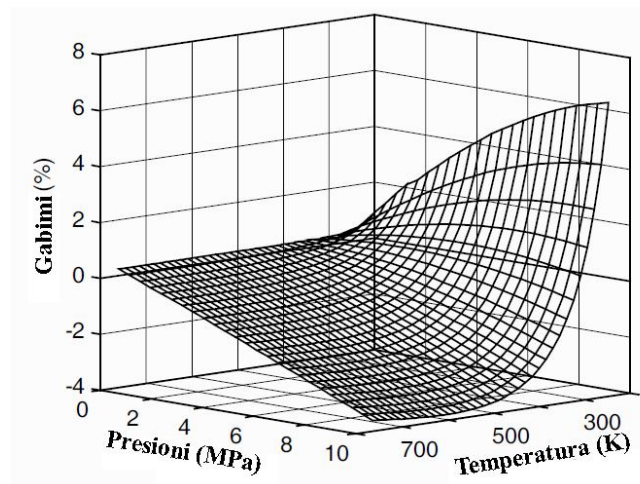


Fig 2.1.2. Gabimi relativ midis llogaritjes dhe matjeve të densitetit

Një tjetër mënyrë për të treguar dallimin midis gazit real dhe atij ideal, është faktori i shtypshmërisë Z , i shprehur nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$Z = \frac{pV}{RTm} \quad (2.3)$$

Një tabelë e faktorit të shtypshmërisë, si një funksion i presionit dhe temperaturës, jepet nga Andersson (1975), Barber (1997).

2.1.3. Ajri Atmosferik

Ajri atmosferik zakonisht përmban avujt e ujit, dhe presioni i përgjithshëm i ajrit është shuma e presioneve të pjesshme të ajrit të thatë dhe të avullit të ujit. Ajri është i ngopur kur presioni i pjesshëm i avujve të ujit është i barabartë me presionin e ngopjes së avullit të ujit në atë temperaturë. Presioni i ngopjes varet vetëm nga temperatura.

Kur temperatura e ajrit ulet dhe arrin temperaturën e ngopjes së avujve të ujit për presion korrespondues, arrihet pika e vesës. Çdo ftohje e mëtejshme do të rezultojë në ndarjen e ujit nëpërmjet kondensimit. Ky efekt është i rëndësishëm kur përgatitim ajrin e ngjeshur. Përmbajtja e avujve të ujit në ajrin me lagështi, dhe sasia e ujit që kondensohet kur një kompresor merr ajër në një temperaturë dhe presion dhe e dërgon atë në një ambient tjetër, mund të përcaktohet nga ekuacionet e nxjerra nga ligjet e gazit (Barber 1997).

Në këtë studim supozohet se ajri është përgatitur me kujdes, duke përdorur tharësit dhe filtrat.

Atëherë avulli i ujit nuk ka efekt në ligjin e gazit, por vetëm në vlerën e konstantes R të gazit. Vlera e saj varet nga presioni, temperatura dhe lagështia relative, dhe qëndron

mes $287,049 \frac{J}{kg \cdot K}$ për ajër të thatë dhe $461,493 \frac{J}{kg \cdot K}$ për ajër në $100^{\circ}C$, 100% lagështi dhe 105 Pa. Referuar kushteve teknike për ajrin me lagështi relative prej 65%, ISO 6358 jep një vlerë të R prej:

$$R = 288 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (2.4)$$

Ku:

R -konstante e gazit në $J / (kg \cdot K)$,

Refruar temperaturës T_0 prej 293,15 K dhe

Presionit atmosferik $p_0 = 10^5$ Pa.

2.2. MODELI MATEMATIK I SASISË SË AJRIT (PRURJES)

Për të analizuar rrjedhjen e fluidit përmes një elementi të sistemit pneumatik, është e nevojshme të prezantohet modeli matematik i prurjes që kalon në të, ku elementi kryesor në këtë model është koeficienti i prurjes C_d . Për disa seksione të limituara, vlerat numerike të këtij koeficienti mund gjenden në mënyrë analitike. Për të gjitha rastet e tjera përdoren modelet empirike të bazuara në matje eksperimentale. Ky vëzhgim motivoi Sanville (1971) që të kërkonte përafrime për të përshkruar sasinë e prurjes përmes një komponenti pneumatik, p.sh. një hundëz ose një valvul kontrolli, ku raporti i presioni kritik është zakonisht shumë më i ulët se sa për një ngushticë. Purdue dhe Sanville më (1969) përgatitën modele që më vonë u bënë bazë për standardin ISO 6358. Modeli ka dy parametra për të përshkruar shkallën e prurjes në masë: raporti i presionit b dhe shpejtësia e përhapjes së valës zanore C :

Raportit $Ma = \frac{w}{C}$ njihet si numri Mach, në varësi të vlerave të këtij raporti përcaktohet karakteri që ka rrjedha e fluidit.

Ku për :

- $Ma=1$ rrjedhje sonike
- $Ma < 1$ rrjedhje subsonike
- $Ma > 1$ rrjedhje hipersonike
- $Ma \gg 1$ rrjedhje transonike

$$\dot{m} = \begin{cases} k_1 \cdot p_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{për } \frac{p_2}{p_1} \geq 0.999 \quad (\text{regjim laminar}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \left\{\frac{p_2 - b}{1 - b}\right\}} & \text{për } \frac{p_2}{p_1} > b \quad (\text{rrjedhje subsonike}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{për } \frac{p_2}{p_1} \leq b \quad (\text{rrjedhje e mbytur}) \end{cases} \quad (2.5)$$

Ku koeficienti k_1 llogaritet:

$$k_1 = 1000 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0.999-b}{1-b} \right)^2} \quad (2.6)$$

Ku:

- $\dot{m}$ prurja në masë në kg/s,
- p_1 presion në hyrje në Pa,
- C përcjellshmëri zanore në $(m^3/s \cdot P_a)$,
- ρ_0 dendësia e ajrit në kushtet referuese në kg/m³,
- T_0 temperatura e ajrit në kushtet referuese në K,
- T_1 temperatura e ajrit në hyrje në K,
- p_2 presioni në dalje në Pa,
- b raporti kritik i presionit.

Përcjellshmëria zanore C është raporti midis prurjes në masë $\dot{m}$ me prodhimin e presionit në hyrje p_1 me densitetin e fluidit në kushte standarde. Raporti kritik i presionit b për një fluid është raporti midis presionit p_2 në dalje me presionin p_1 në hyrje, në të cilën shpejtësia e ajrit arrin shpejtësinë e zërit. Rrjedhja e mbytur ndodh kur raporti në mes të presionit në dalje të rrymës p_2 dhe presionit në hyrje p_1 është më pak se presioni kritik b . Në këtë rast, edhe në se zvogëlojmë presionin p_2 , prurja në masë nuk rritet. Ekuacioni (2.5) mund të përafrojë ekuacionet e mekanikës teorike të fluidit për prurjen që kalon përmes një vrimë ideale me një gabim prej vetëm 0.33%.

Në standardin ISO 6358 kushtet referuese janë të përcaktuara si:

- Temperatura $T_0 = 293.15$ K,
- Presioni $p_0 = 100$ kPa,
- Konstante e gazit $R_0 = 288$ J / (kg.K),
- Lagështia relative 65%,
- Dendësia $\rho_0 = 1.185$ kg / m³.

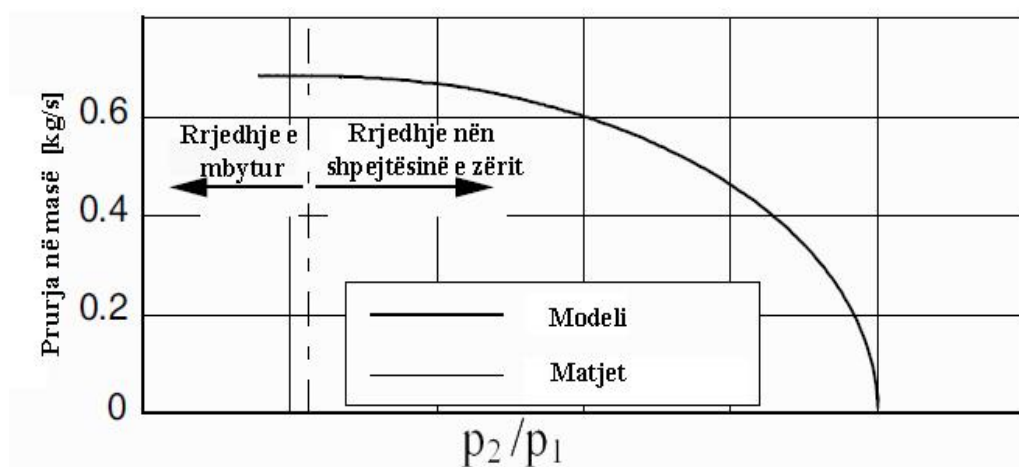


Fig. 2.2.1. Prurja në masë në funksion të raportit të presioneve

Figura 2.2.1 jep varësinë e prurjes në masë $\dot{m}$ në funksion të raportit të presioneve p_2/p_1 për një sasi fluidi që kalon në një valvul drejtuese, të matura mbi modelin fizik dhe atë të simuluar, nga modeli matematik sipas Eq. (2.5). Raporti kritik i presionit (b) merr zakonisht vlera < 0.5 , për valvulat zakonisht > 0.2 , gjithashtu mund të marrë dhe vlerën 0, p.sh. për shuarsit e zhurmave ose valvolat e kontrollit me karakteristika lineare (proporcionale) Ballard (1974), Wikander (1988).

Të dyja, sinjali i matur dhe prurja në masë, e përlogaritur nga modeli matematik në Fig.2.2.1 janë të mbivendosura njëra mbi tjetrën.

Për të përcaktuar koeficientët b dhe C , standardi ISO jep dy përcaktimet e matjes për komponentët me dy dritare, Figura 2.2.2, ose me një dritare hyrëse dhe një dalje direkte në atmosferë, Figura 2.2.3; standardi gjithashtu jep rekomandime të hollësishme për përmasat, vendmatjen dhe gabimet e pranueshme për sensorët.

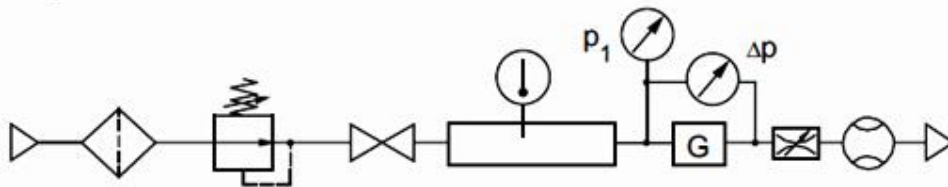


Fig. 2.2.2. Mënyra e matjes sipas standardit ISO 6358 për komponentët me dy porta. G është valvula që do të matet

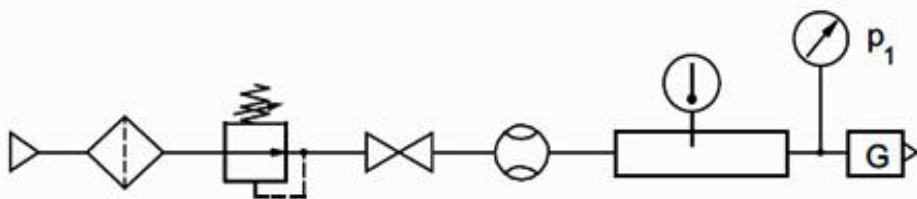


Fig. 2.2.3. Mënyra e matjes sipas standardit ISO 6358 për komponentët me një portë. G është valvula që do të matet.

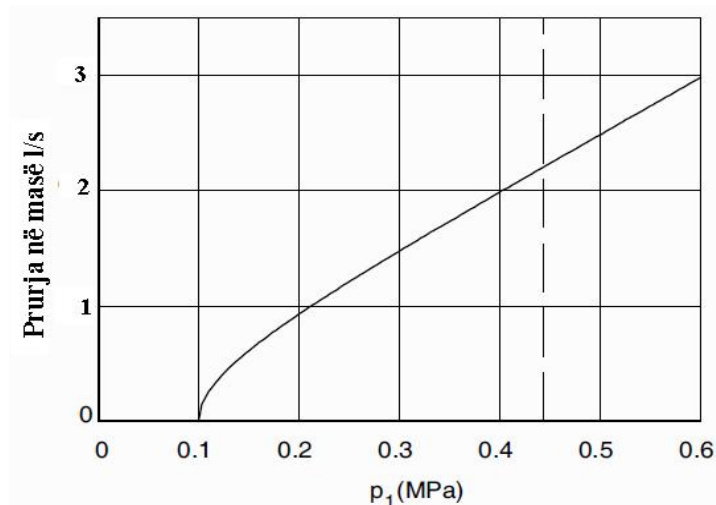


Fig. 2.2.4. Prurja në masë e llogaritur si funksion i presionit në hyrje sipas konfigurimit të figurës 2.2.3, presioni në dalje është presion atmosferik konstant

2.3. DISA KUFIZIME NË MODELIMIN E PRURJES

Vlerat e raportit kritik të presionit b dhe shpejtësia e përhapjes së valës zanore C varen nga veçoritë konstruktive të komponentëve. Ato përcaktohen nga matjet ose nga të dhëna në manualët e prodhuesit.

Për komponentët gjeometrikisht të thjeshtë janë përcaktuar formula që llogarisin b dhe C . Gidlund (1977) formuloi një nga kufizimet, sipas të cilit raporti i gjatësisë L me diametrin d nuk duhet të kalojë vlerën 10.

$$b = 0.41 + 0.272 \sqrt{\frac{d}{D}} \quad (2.7)$$

$$C = 0.128 \cdot d^2 \quad (2.8)$$

Ku:

D diametri i brendshëm i tubacionit në mm,

d diametri i brendshëm i droselit në mm,

L Gjatësia e droselit në mm,

C përcjellshmëria zanore në $(m^3/s \cdot P_a)$.

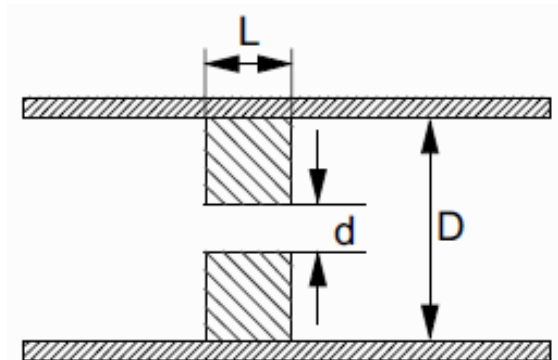


Figura 2.3.1. Pamje skematike e një droseli

Belforte (1995a, 1995b) realizoi një numër të madh testesh eksperimentale mbi prurjen, që kalon në ngushtime me diametër nga 4÷10 mm dhe raportet e gjatësisë me diametrin nga 0.33 ÷ 10 dhe gjetën që

$$\frac{C}{d^2} = \frac{8dm^3}{min \cdot bar \cdot mm^2} \quad (2.9)$$

Për të siguruar një prurje të qëndrueshme të rrjedhjes, raporti L/d duhet të jetë > 1 .

Agel dhe Codina (1996) kanë studjuar lidhjen midis nivelit të presionit të zërit dhe parametrave të prurjes së shuarësve pneumatikë. Ata japin në një grafik varësinë e C -së kundrejt diametrit të shuarësit.

2.4. MODELIMI I TUBACIONEVE TË GJATA

Komponentët e një qarku pneumatik janë të lidhur me anë të tubave. Sot zakonisht tubat prodhohen nga materiale plastike të tipit najlon ose poliuretan. Materiali është zgjedhur për të përmbushur kushtin e qëndrueshmërisë në presione të lejuara, rreze kthimin dhe temperaturën e lejuar, etj. Tubat e bakrit përdoren për aplikime në kushte të vështira, si në impiantet kimike. Tubat plastike kanë rezistencë të ulët, por kanë përparësi se nuk nevojiten mjete shtesë për t'i instaluar ose hequr ato.

Kur projektojmë ose analizojmë një qark pneumatik, duhet të kemi parasysh aspekte të ndryshme që duhen studiuar, si: qëndrueshmëria në gjendje të caktuar, efektet dinamike në kohë dhe përgjigjja në frekuencë. Më poshtë do të japim modele për të tre rastet.

2.4.1. Humbjet për prurje konstante në tubacione

Kriter kryesor i projektimit për tubacionet e gjata është qëndrueshmëria e tubacionit nën presion. Standardi ISO 4414 jep një tabelë që tregon normat e prurjes për një rënie presioni prej 10% për një tub 30 m të klasës ISO 65 në 20°C (Anon 1998). Shpejtësia e lejuar e lëvizjes së ajrit është midis 10 dhe 40 m/s (Will dhe Ströhl 1990: 335, Stoll 1999: 54), numrat tipikë Reynolds janë midis $4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 4 \cdot 10^6$ (Hennig 1982), dhe rënia maksimale e presionit duhet të jetë nën 0.1 bar (Falkman 1975b: 473-477).

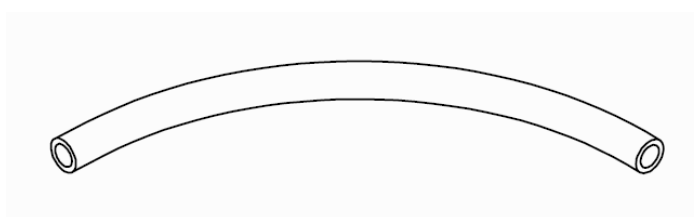
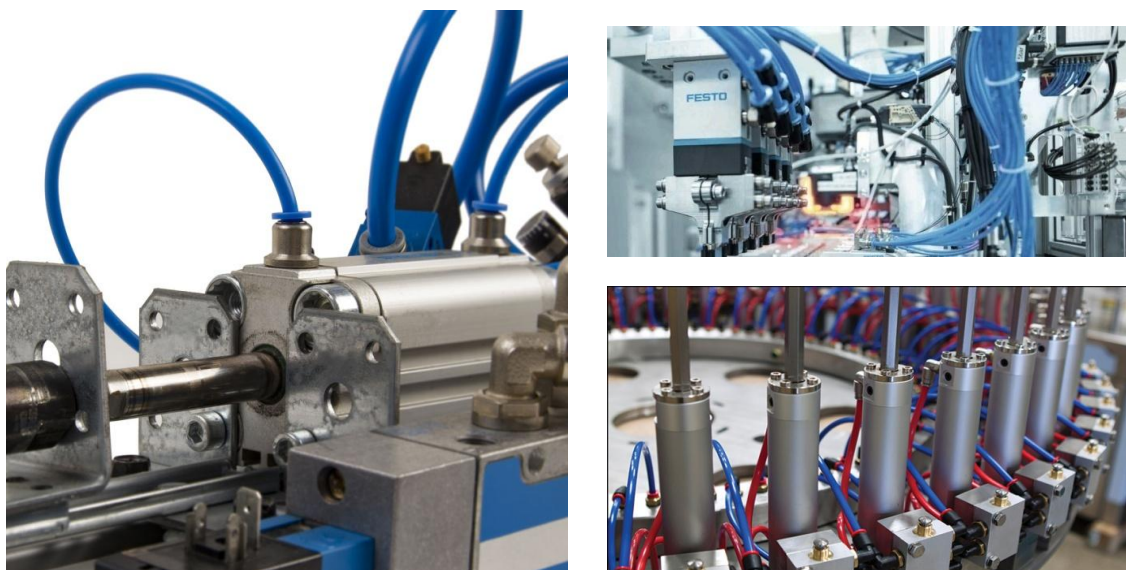


Fig. 2.4.1 Paraqitja skematike e një tubi plastik

Tabela 2.4.1. Prurja në masë e rekomanduar në sistemet pneumatike të fuqisë në l/s [4]

Presioni i Punës bar	Diametri i brendshëm i tubit (mm)			
	6	9	13	16
0,20	0,18	0,41	0,91	1,7
0,40	0,28	0,62	1,4	2,6
0,63	0,38	0,85	1,9	3,5
0,80	0,44	1,0	2,2	4,1
1,00	0,52	1,2	2,6	4,9
1,25	0,62	1,4	3,1	5,8
1,60	0,75	1,7	3,8	7,0
2,00	0,91	2,0	4,5	8,4
2,50	1,1	2,5	5,5	10
3,15	1,3	3,0	6,7	12
4,00	1,6	3,7	8,3	15
5,00	2,0	4,6	10	19
6,30	2,5	5,6	13	23
8,00	3,1	7,0	16	29
10,0	3,9	8,7	19	36
12,0	4,8	10	24	45
16,0	6,1	13	31	57

Përveç rasteve kur tubacionet janë të gjata, humbjet gjatësore zakonisht nuk merren në konsideratë gjatë projektimit ose analizave në një qark pneumatik. Nëse është e nevojshme, rezistenca e tyre, dmth. humbjet gjatësore, mund të përfshihen në analizën numerike. Një hap i dytë është përfshirja e sjelljes dinamike që është shkaktuar nga ngjeshja e ajrit. Një shembull tipik i tubacioneve të gjata janë sistemet e frenimit hekurudhor, ku gjatësia mund të jetë në vlerën 400 m dhe më shumë (Kage 1985; Murtaza dhe Garg 1989). Në këtë rast duhet të merren në konsideratë si fërkimi, ashtu edhe dinamika në tubacion.

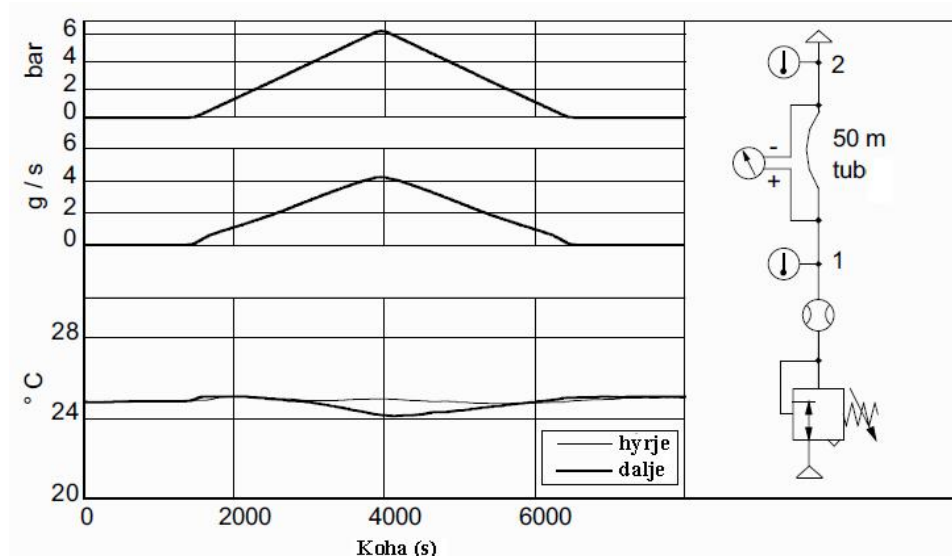


Figura 2.4.2. Rënia e presionit, prurja në masë dhe temperatura në funksion të kohës; dhe mënyra e matjes, gjatësia e linjës $L = 50$ m, diametri i brendshëm $D = 5.7$ mm. [4]

2.4.2. Ekuacioni diferencial i lëvizjes së fluidit në tubacionin me gjatësi L dhe diametër D

Modeli i parë i një tubiacioni me gjatësi L dhe diametër të brendshëm D u ndërtua nga Falkman (1975a). Ai bazohet në ekuacionin e përgjithshëm të energjisë në formën diferenciale:

$$w \cdot dw + g \cdot dz + v \cdot dp + dw_T = 0 \quad (2.10)$$

me punën e fërkimit dw_F , sipas:

$$dw_F = dw_T = \lambda \frac{dL}{D} \frac{w^2}{2} \quad (2.11)$$

ku λ është koeficienti i fërkimit. Duke zëvendësuar dw_F në Eq. (3.31) dhe duke supozuar se $z_1 = z_2$ marrim:

$$w \cdot dw + v \cdot dp + \lambda \frac{dL}{D} \frac{w^2}{2} = 0 \quad (2.12)$$

Në Fig.2.4.2 tregohet një set eksperimental për matje. Presioni në hyrje të një tubi të gjatë me diametër të brendshëm 5.7 mm dhe një gjatësi prej 50 m, është rritur nga 0 në 6.25 bar dhe më pas reduktohet në 0 bar. Prurja në masë arrin një maksimum prej 4.3 g/s. Temperatura në dalje bie vetëm pak, diferenca maksimale me temperaturën e hyrjes është 0.8° C. Një vëzhgim i rëndësishëm nga Fig. 2.4.2 është se temperatura e ajrit në hyrje dhe e ajrit në dalje janë gati identike. Hennig (1977) thekson se një rënie e ndjeshme e temperaturës ndodh vetëm për shpejtësitë mbi 100 m/s (shih gjithashtu Wroten 1969). Për një gaz ideal kjo do të thotë

$$p \cdot v = p_1 \cdot v_1 \quad (2.13) \text{ (proces izotermik)}$$

Referuar ekuacionit të vashdueshmërisë

$$\frac{w}{w_1} = \frac{v}{v_1} \quad (2.14)$$

Duke pjestuar me w^2 marrim

$$\frac{dw}{w} + \frac{v_1 \cdot p \cdot dp}{p_1 \cdot w_1^2} + \frac{\lambda \cdot dL}{2 \cdot D} = 0 \quad (2.15)$$

Ky ekuacion mund të integrohet

$$\ln \left(\frac{w_2}{w_1} \right) + \frac{v_1}{2 \cdot p_1 \cdot w_1^2} \cdot (p_2^2 - p_1^2) + \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot D} = 0 \quad (2.16)$$

Përdorimi i ekuacionit (2.13), (2.14), dhe ekuacionit jo-linear (2.16) mund të ndryshohet për të përmbajtur vetëm katrorin e shpejtësisë së hyrjes w_1 dhe jo w_2 , por ai nuk mund të zgjidhet analitikisht vetëm me w_1 pa vendosur supozime shtesë. Zakonisht ndryshimi në shpejtësi është i vogël, duke supozuar $w_1 = w_2$ marrim:

$$\frac{p_2^2 - p_1^2}{2 \cdot p_1} + \frac{\lambda \cdot L \cdot p_1 \cdot w_1^2}{2 \cdot D} = 0 \quad (2.17)$$

Ekuacioni (2.17) është quajtur modeli teorik i Mekanikës së Fluideve (MF), dhe në këtë ekuacion merret në konsideratë efekti i ngjeshjes së fluidit në fërkim.

2.4.3. Modeli Empirik

Për vlerësimin e parametrave të rrjedhjes në një drosel sipas modelit ISO, përdoret formula empirike e botuar nga Eckersten (1975a: 185). Eckersten përgatiti një model empirik bazuar në raportin b/C .

$$b = \frac{474 \cdot C}{D^2} \quad (2.18)$$

$$C = \frac{0.029 \cdot D^2}{\sqrt{\frac{L}{D^{1.25}} + 510}} \quad (2.19)$$

Ku:

- D diametri i brendshëm në m,
- L Gjatësia në m,
- C Përcjellshmëria zanore në $m^3/(s \cdot Pa)$.

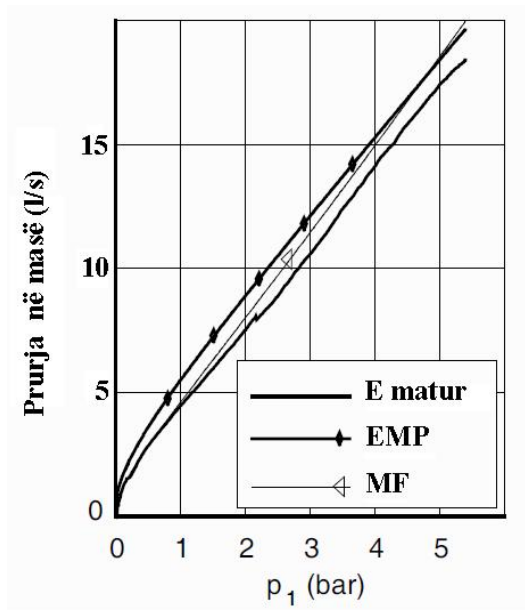


Fig. 2.4.3. Prurja në masë si funksion i Presionit, për një linjë pneumatike me $L = 50$ m, $D = 5.7$ mm

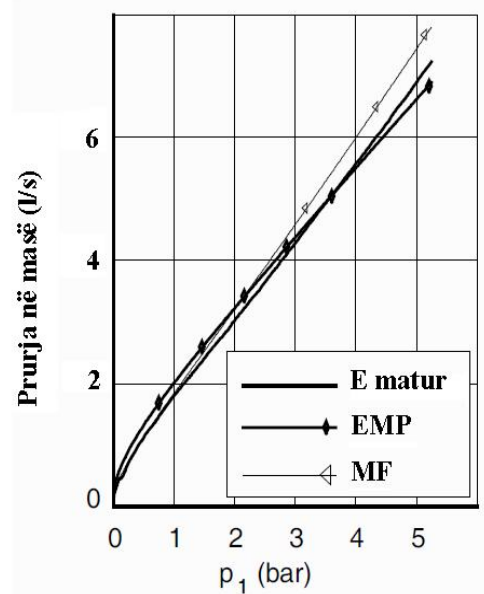


Fig. 2.4.4. Prurja në masë si funksion i presionit, për një linjë pneumatike me $L = 5$ m, $D = 2.5$

Në Figurat 2.4.3 deri 2.4.8 kurbat e llogaritura nga modeli empirik do t'i shënojmë "EMP", dhe ato të llogaritura nga modeli teorik i Mekanikës së Fluideve "MF". Kjo mënyrë - modelimi i tubacionit, është konfirmuar nga matjet e marra nga Bideaux dhe Scavarda (2000). Eschmann (1994: 62) jep një model të ngjashëm për linjat me një gjatësi nga $0.25 \text{ m} < L < 50 \text{ m}$ dhe një diametër nga $3.9 \text{ mm} < D < 5.7 \text{ mm}$:

$$b = \frac{1.55}{L^{0.65}} \quad (2.20)$$

$$C = 2450 \frac{D^2}{L^{0.45}} \quad (2.21)$$

Ku:

- D diametri i brendshëm në dm,
- L gjatësia në dm,
- C Përcjellshmëria zanore në $\text{m}^3/(\text{s} \cdot P_a)$,

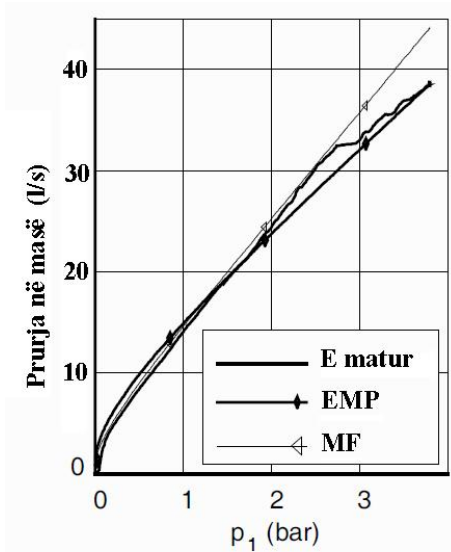


Fig. 2.4.5. Prurja në masë si funksion i Presionit, për një linjë pneumatike me $L = 5 \text{ m}$, $D = 5.5 \text{ mm}$

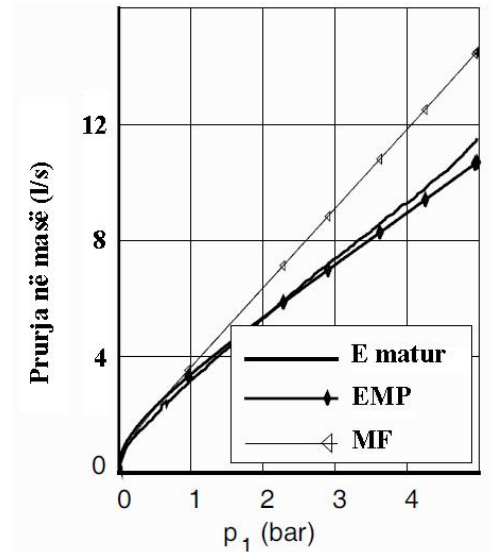


Fig. 2.4.6. Prurja në masë si funksion i Presionit, për një linjë pneumatike me $L = 1 \text{ m}$, $D = 2.5 \text{ mm}$

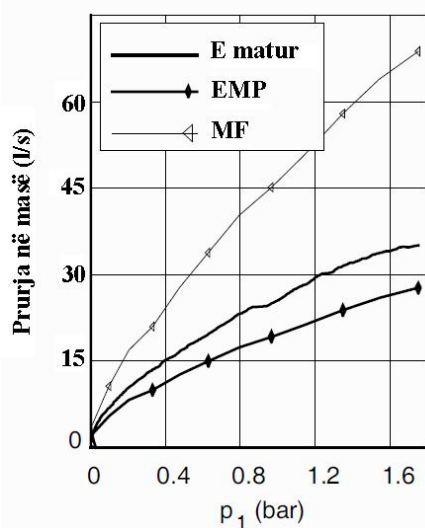


Fig. 2.4.7. Prurja në masë si funksion i Presionit, për një linjë pneumatike me $L = 0.1 \text{ m}$, $D = 5.5 \text{ mm}$

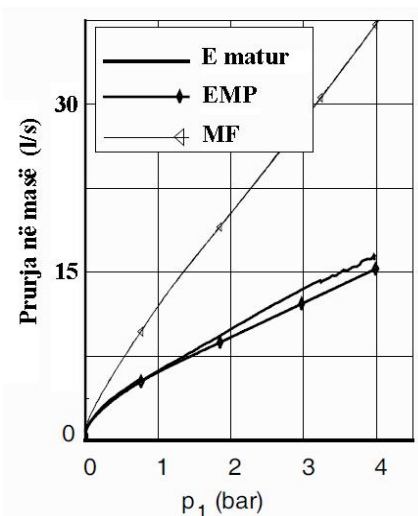


Fig. 2.4.8. Prurja në masë si funksion i Presionit, për një linjë pneumatike me $L = 0.1 \text{ m}$, $D = 2.5 \text{ mm}$

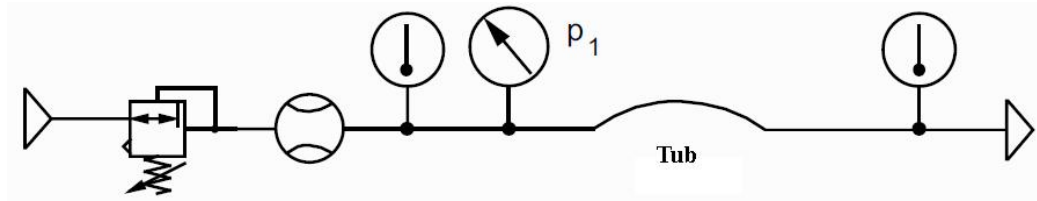


Fig. 2.4.9. Konfigurimi i matjes për të përcaktuar prurjen në masë në funksion të presionit dhe temperaturës

2.4.4. Modeli i rrjedhjes në tubacion në varësi të kohës

Për të studiuar ndikimin e faktorëve të ndryshëm në një sistem pneumatik të kontrolluar si sistem i mbyllur, është e rëndësishme të kemi një model matematik të qëndrueshëm që përshkruan efektet fizike me një gabim të pranueshëm dhe që nuk kërkon shumë kohë në përpunimin kompjuterik.

2.4.5. Derivimi i modelit të tubacionit në varësi të kohës

Derivimi i modelit në varësi të kohës fillon me supozimin, që temperatura e ajrit në hyrje dhe në dalje të tubacionit është pothuajse njësoj [shiko Fig.2.4.2] (mund të konsiderohet izotermike).

Künzel (1970) pohon se ndryshimet e temperaturës në drejtimin aksial mund të neglizhohen për frekuenca nën një vlerë të frekuencës kritike ω_c , ku,

$$\omega_c \ll \frac{3c^2}{4\nu} \quad (2.22)$$

Ku:

- ω_c frekuenca kritike në rad/s,
- c shpejtësia e zërit në m/s,
- ν viskoziteti kinematik në m²/s.

Kohl (1973) përcaktoi frekuencën karakteristike të viskozitetit f_v ,

$$f_v = \frac{4\nu}{A} \quad , \quad (2.23)$$

Ku:

- f_v - frekuenca karakteristike e viskozitetit në rad/s,
- A -Sipërfaqja tërthore e tubit të rrjetit në m²,

Ai thekson se proceset janë izotermike për frekuencat $f < f_v$. Një tjetër ide është supozimi i prurjes pothuajse të qëndrueshme izoentropike (Funk dhe Robe 1970; Fasol dhe Jörgl 1979).

Modeli në vijim nuk merr parasysh fenomenet që lidhen me shpejtësitë supersonike dhe valët goditëse. Pika fillestare për rrjedhjen është ekuacioni i vazhdueshmërisë për rrjedhjen e qëndrueshme një përmasore:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot w}{\partial x} = 0 \quad (2.24)$$

Ku: ρ - është dendësia,

t - koha,

w - shpejtësia,

x - pozicioni.

Ekuacioni (2.24) mund të zgjerohet në

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (2.25)$$

Nga ku marim

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (2.26)$$

Duke zëvendësuar ekuacionin e gjendjes së gazit ideal,

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.27)$$

me $T = \text{const.}$, në Ekuacionin (2.26) marim

$$\frac{1}{R \cdot T} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + \rho \frac{\dot{m}}{A} \frac{\partial \frac{1}{\rho}}{\partial x} = 0 \quad (2.28)$$

Duke neglizhuar termin e fundit marrim,

$$\frac{1}{R \cdot T} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (2.29)$$

Zgjidhja për ndryshimin e raportit të presionit

$$\frac{dp}{dt} = - \frac{R \cdot T}{A \cdot \Delta x} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \quad (2.30)$$

dhe në fund shprehim derivatet e pjesshme të prurjes në masë në lidhje me x si diferencë e prurjes në masë ndërmjet dy segmenteve të shkurtra të linjës me indeksin i dhe $i+1$ duke përfutur grupin e parë të ekuacioneve të modelit:

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{R \cdot T}{A \cdot \Delta x} (\dot{m}_i - \dot{m}_{i+1}) \quad (2.31)$$

Ekuacioni (2.31) përshkruan marrëdhëniet e parametrave të masës së gazit në hapësirën Δx . Për të modeluar komplet fushën, do të përdoren $n = L/\Delta x$ segmente. Derivimi i ekuacionit të dytë të modelit të linjës përdor ekuacionin e lëvizjes për një segment të saj.

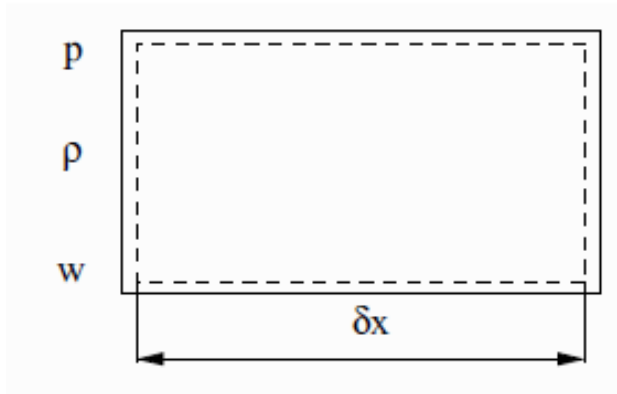


Fig. 2.5.0. Vëllimi elementar me gjatësi Δx

Duke u nisur nga ekuilibri i forcave kalojmë në ekuacionin e lëvizjes:

$$\rho \cdot A \cdot dx \frac{dw}{dt} = p \cdot A - A \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) - \Delta p_{ferkimit} \cdot A \quad (2.32)$$

Ku

$$\Delta p_{ferkimit} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot \bar{w}^2 \cdot dx}{2 \cdot D}$$

Ekuacioni (2.32) pas riorganizimit merr formën

$$\frac{dw}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{-\Delta p_{ferkimit}}{\rho \cdot dx} \quad (2.33)$$

Duke zëvendësuar

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot w \quad (2.34)$$

Në ekuacionin (2.33) marrim

$$\frac{d \frac{\dot{m}}{\rho A}}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{-\Delta p_{ferkimit}}{\rho \cdot dx} \quad (2.35)$$

duke e zhvilluar marrim

$$\frac{1}{\rho A} \frac{d \dot{m}}{dt} + \frac{\dot{m}}{A} \frac{d \frac{1}{\rho}}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{-\Delta p_{ferkimit}}{\rho \cdot dx} \quad (2.36)$$

Zgjidhja për ndryshim të prurjes në masë jep,

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = -A \frac{\partial p}{\partial x} - \rho \cdot \dot{m} \frac{d\frac{1}{\rho}}{dt} - A \frac{\Delta p_{ferkimit}}{dx} \quad (2.37)$$

dhe së fundmi duke shprehur derivatin në lidhje me x si ndryshim Δx kemi:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = -A \frac{p_i - p_{i+1}}{\Delta x} - \rho \cdot \dot{m} \frac{1}{\rho} - A \cdot \frac{\Delta p_{ferkimit}}{\Delta x} \quad (2.38)$$

termi i dytë i anës së djathtë të Ek. (2.38) zakonisht është i vogël dhe mund të neglizhohet për të dhënë grupin e dytë të ekuacioneve të modelit:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = -A \frac{p_i - p_{i+1}}{\Delta x} - A \cdot \frac{\Delta p_{ferkimit}}{\Delta x} \quad (2.39)$$

Dy ekuacionet diferenciale (2.31) dhe (2.39) përbëjnë modelin që shpreh dinamikën e një rrjeti të gjatë në sistemet pneumatike. Disa rezultate eksperimentale në vijim të seksionit tregojnë se ky model i thjeshtë është i përshtatshëm: Përshtatshëm gjenden e qëndrueshme dhe sjelljen dinamike me një gabim të pranueshëm dhe kërkojnë pak kohë kompjuterike për zgjidhje për shkak të thjeshtësisë së tyre.

Megjithatë modeli është ndërtuar për një tubacion të drejtë, mund të themi se ai vlen edhe për një tubacion me rreze të madhe kthimi. Një rreze e madhe kthimi nuk ndikon në përgjigjen dinamike (Watts 1965).

Në kapitujt e mëposhtëm, do të krahasojmë rezultatet e modelit me ato të matura duke vërtetuar saktësinë e modelit të ndërtuar.

2.5. Valvulat e kontrollit të presionit (Modeli matematik)

Sipas standardit ISO 5598 valvula rregulluese e presionit përcaktohet si një element, funksioni i së cilës është të kontrollojë presionin. Në pneumatikë, kjo zakonisht nënkupton zvogëlimin e presionit të prodhuar nga kompresori duke zvogëluar seksionin e kalimit të ajrit, dhe si rrjedhim të prurjes që kalon nëpër të. Por për disa aplikacione në pneumatikë nevojiten valvula ndihmëse, që hapin një kalim për të shkarkuar ajrin e tepërt në atmosferë, nëse arrihet një presion kritik. Këto lloj valvulash ndihmëse njihen me emrin valvula kufizuese presioni. Ato zakonisht përdoren si pajisje sigurie për të parandaluar shpërthimin e enëve nën presion.

2.5.1. Rregullatori i presionit

Rregullatorët e presionit, të njohur edhe si valvulat e reduktimit të presionit, përdoren për të zvogëluar presionin që vepron tek komponentët e lidhur në qarkun pneumatik. Valvulat e reduktimit të presionit instalohen zakonisht në një pozicion të kombinuar me filtrin, dhe shpesh herë edhe me lubrifikuesit (njësia e përpunimit të ajrit) për të përgatitur ajrin e ngjeshur pak para se të shpërndahet tek pajisjet e tjera pneumatike.

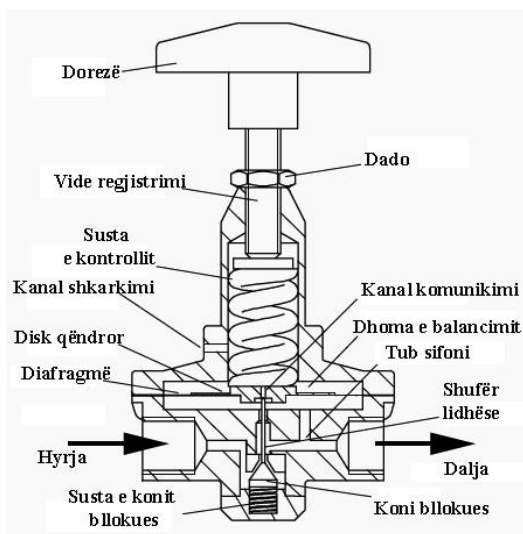


Fig. 2.5.1. Prerja terthore e valvulës reduktuese të presionit me diafragmë

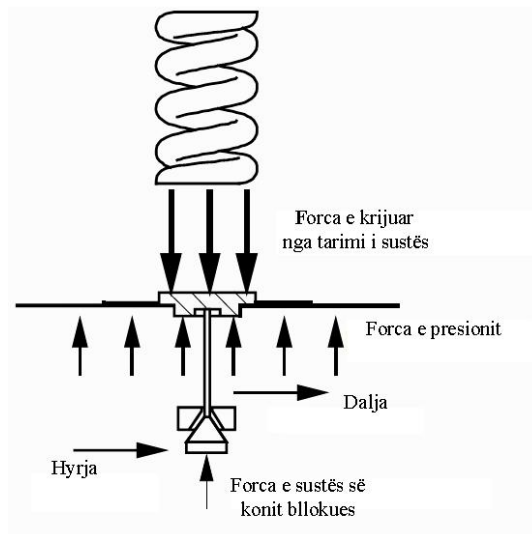


Fig. 2.5.2. Ekuilibri i forcave në brëndësi të valvulës reduktuese të presionit me diafragmë

Valvula reduktuese e presionit, treguar në Fig. 2.5.2 përdor një diafragmë për të vlerësuar presionin. Ky konstruksion ka një diapazon të madh ndjeshmërie dhe pothuajse nuk ka fërkim. Konstruksione të tjera përdorin pistonët, kjo për rastet kur përmasat e rregullatorëve duhet të jenë të vogla dhe në miniaturë. Këto zakonisht përdoren për presione të larta.

Megjithatë, ato përgjithsisht janë më pak të ndjeshme ndaj ndryshimeve në presion dhe reagojnë më ngadalë. Aplikacionet tipike përfshijnë valvulat e reduktimit të presionit.

Figura 2.5.3 jep konstruksionin e një valvule reduktimi të presionit të llojit me piston dhe pjesët që ruajnë ekuilibrin e forcës. Parimi i punës është identik me atë të valvulës me diafragmë. Me rritjen e presionit përtej vlerave të regjistrimit, forca e gjeneruar nga diafragma zhvendos konin bllokues, zvolgëlon seksionin e kalimit të fluidit nëpër valvul.

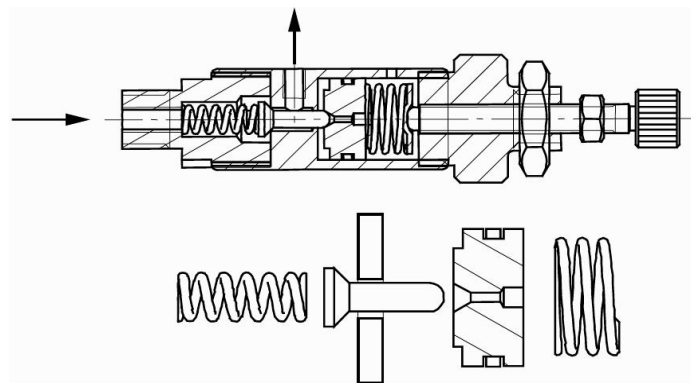


Fig. 2.5.3. Prerja tërthore e valvulës reduktuese të presionit me piston (sipër) dhe pjesët rregulluese (poshtë)

2.5.2. Modeli matematik i rregullatorit të presionit

Modeli matematik bazohet në ekuacionin e ekuilibrit të forcave

$$F_{sustës} = C_{sustës} \cdot \Delta x = F_{presionit} = p_2 \cdot A_{diafragmës} \quad (2.40)$$

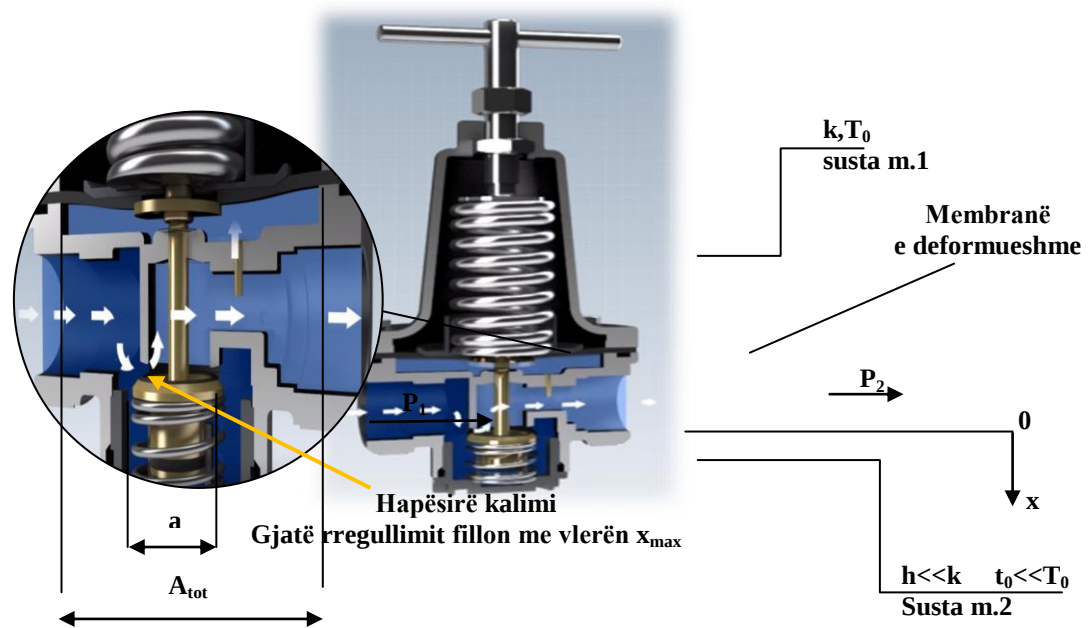


Fig. 2.5.4. Skema e reduktorit të presionit pneumatik

1) Ekuilibri i elementëve të lëvizshëm

$$F_{m1} + m \cdot g - F_{m2} - p_1 \cdot a - p_2 \cdot A = 0 \quad (2.41)$$

$$F_{m1} = T_0 - kx \quad (2.42)$$

$$F_{m2} = t_0 - hx \quad (2.43)$$

$$t_0 \cong m \cdot g \quad (2.44)$$

Ku: T_0 është tensionimi paraprak i sustës.

Supozojmë se parangjeshja e sustës m_2 është e barabartë me peshën e elementëve të lëvizshëm të valvulës.

$$T_0 - kx - hx - p_1 \cdot a - p_2 \cdot A = 0 \quad (2.45)$$

$$T_0 - p_1 \cdot a - p_2 \cdot A = (h + k) \cdot x \quad (2.46)$$

Duke shënuar $A_{tot}=A+a$, dhe me S sipërfaqen e kalimit të gjeneruar nga elementi bllokues i pilotuar, që është funksion i spostimit x të elementëve lëvizës, mund të shkruhet prurja e ajrit që kalon në valvul si më poshtë:

$$\dot{m} = C_D \cdot \frac{S \cdot p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \psi(b) \quad (2.47)$$

Ku:

$$b = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.48)$$

Duke marrë: $S \cong \alpha \cdot x$ seksionin e kalimit si prodhim i spostimit linear të pilotuar me spostimin x të elementëve të lëvizshëm. Për $x=x_{max}$ jemi në kushtet e qetësisë: forca e sustës kryesore mbizotëron mbi forcën e sustës sekondare.

2) Llogaritja e paratensionimit T_0 të sustës kryesore

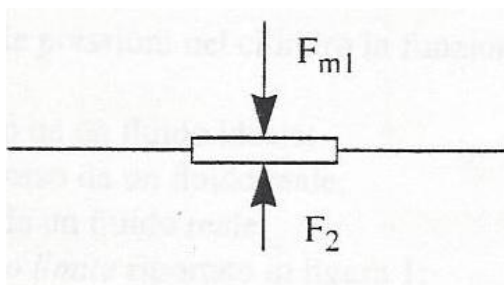


Fig. 2.5.5. Ekuilibri i forcave në difragmën e reduktorit të presionit

$$F_{m1} = T_0 - k \cdot x_{max} \quad (2.49)$$

$$F_{m2} = p_2 \cdot (A + a) = p_2 \cdot A_{tot} \quad (2.50)$$

Ose për $x = x_{max} \rightarrow p_2 = p_2^*$

$$T_0 - k \cdot x_{max} = p_2^* \cdot A_{tot} \quad (2.51)$$

$$T_0 = p_2^* \cdot A_{tot} + k \cdot x_{max} \quad (2.52)$$

Prandaj p_2^* është vlera e tarimit të valvulës që shpreh, në kushtet e rregullimit ideal, presionin e reduktuar. Në kushte reale do të kemi $p_2 > p_2^*$.

3) Llogaritja e zhvendosjes x

(a) Ekuilibri elementëve të lëvizshëm:

$$T_0 - p_1 \cdot a - p_2 \cdot A = (h + k) \cdot x \quad (2.53)$$

(b) Parangjeshja e sustës kryesore:

$$T_0 = p_2^* \cdot A_{tot} + k \cdot x_{max} \quad (2.54)$$

(c) Kushtet e kontaktit limit (rregullimi me membranën e deformuar):

$$(p_1 - p_2^*) \cdot a + t_0 + hx = mg \quad (2.55)$$

$$t_0 = mg \rightarrow hx = (p_1 - p_2) \cdot a \quad (2.56)$$

Duke zëvendësuar ekuacionin (2.56) tek ekuacioni (2.53) marrim:

$$T_0 - p_1 \cdot a - p_2 \cdot A = kx - p_1 \cdot a + p_2 \cdot a \quad (2.57)$$

$$T_0 - p_2 \cdot A_{tot} = kx \quad (2.58)$$

Dhe më pas zëvendësojmë në ekuacionin (2.54):

$$p_2^* \cdot A_{tot} + kx_{max} = kx + p_2 \cdot A_{tot} \quad (2.59)$$

$$(p_2 - p_2^*) \cdot A_{tot} = k \cdot (x_{max} - x) \quad (2.60)$$

Nga kjo marrim ligjin e ndryshimit të seksionit të kalimit të fluidit të shkaktuar nga elementi bllokues i pilotuar.

$$x = x_{max} - \frac{(p_2 - p_2^*) \cdot A_{tot}}{k} \quad (2.61)$$

Tani mund të llogarisim prurjen në masë që kalon nëpër valvul:

$$\dot{m} = C_D \cdot \frac{\alpha \cdot x \cdot p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \psi(b) = C_D \cdot \psi(b) \cdot \frac{\alpha \cdot p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \left[x_{max} - \frac{(p_2 - p_2^*) \cdot A_{tot}}{k} \right] \quad (2.62)$$

Për $p_2 = p_2^*$ (shiko Fig.2.5.4)

$$\dot{m} = C_D \cdot \frac{\alpha \cdot x_{max} \cdot p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \psi(b) \quad (2.63)$$

Ku: p_2^* është vlera e tarimit të valvulës.

Funksioni si element mbojtës

Nëse ndodh që

$$p_2 > p_2^* + \frac{k \cdot x_{max}}{A_{tot}} \quad (2.64)$$

Atëherë lidhja me furnizimin me ajër ndërpritet. Me rritjen e p_2 përtej limitit të caktuar, ndodh ndërprerja me furnizim.

$$x_{max} - \frac{(p_2 - p_2^*) \cdot A_{tot}}{k} = 0 \quad (2.65)$$

$$k \cdot x_{max} - p_2 \cdot A_{tot} + p_2^* \cdot A_{tot} \quad (2.66)$$

$$p_2 = p_2^* + \frac{k \cdot x_{max}}{A_{tot}} \quad (2.67)$$

2.6. VALVULA E KONTROLLIT TË PRURJES

Sipas ISO 5598 rregullatori i prurjes është një valvul, funksioni kryesor i të cilës është të kontrollojë sasinë e prurjes së fluidit. Kontrolli i prurjes mund të jetë operacional në një ose dy drejtime.

Forma më e thjeshtë e valvulës së kontrollit të prurjes është një valvul me veprim të drejpërdrejtë, e paraqitur në Figurën 2.6.1 maja konike e gjilpërës përdoret për të reduktuar prurjen duke zvogëluar seksionin e kalimit të fluidit.

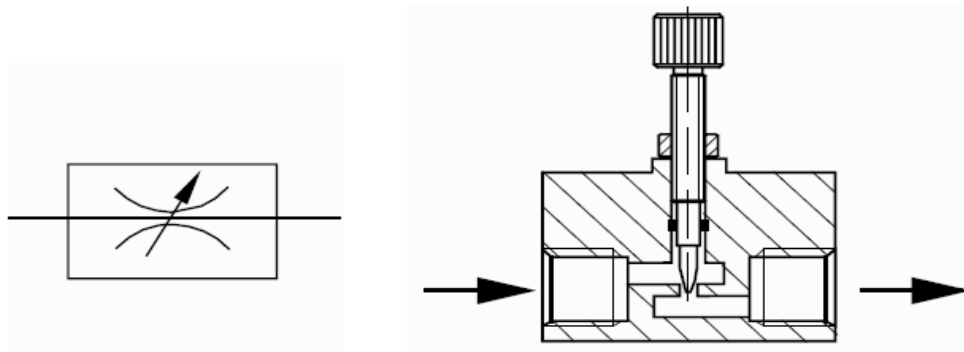


Fig. 2.6.1. Simboli dhe pamja skematike e valvulës së kontrollit të prurjes

2.6.1. VALVULA E KONTROLLIT TË PRURJES NJË DREJTIMËSHE

Valvula e kontrollit të prurjes në një drejtim lejon rrjedhjen e lirë në një drejtim dhe rrjedhën e kontrolluar në drejtimin tjetër. Këto valvola zakonisht përdoren për kontrollin e shpejtësisë së cilindrave. Në shumë raste ato projektohen për t'u montuar direkt në portat e cilindrit.

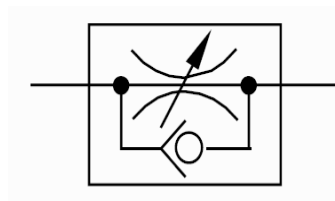


Fig. 2.6.2. Simboli i valvulës së kontrollit të prurjes një drejtimeshe

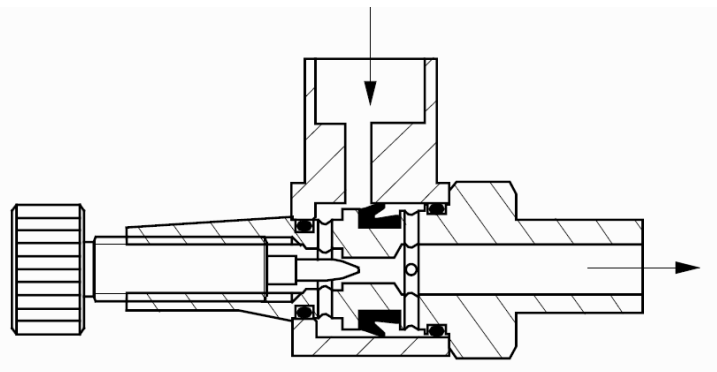


Fig. 2.6.3. Pamja skematike e valvulës së kontrollit të prurjes një drejtimeshe

2.6.2. MODELI MATEMATIK I VALVULES SE KONTROLLIT TE PRURJES

Në bazë të ekuacionit të vazhdueshmërisë prurja në masë shprehet:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c \quad (2.68)$$

Ku: c është shpejtësia e lëvizjes së fluidit me densitet ρ që kalon në seksionin me sipërfaqe A . Shpejtësinë mund ta llogarisim nga bilanci energjistik në valvulën rregulluese të prurjes në bazë të parimit të parë të termodinamikës në formën Euleriane për sistemet termodinamike të hapura.

Duke konsideruar

$$i_1^0 \approx i_1 \quad \text{dhe} \quad \frac{c_1^2}{2} \approx 0$$

$$C_p T_1 = C_p T_2 + \frac{C_{2is}^2}{2} \quad (2.69)$$

$$\frac{C_{2is}^2}{2} = C_p (T_1 - T_2) = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \quad (2.70)$$

Raporti $\frac{T_2}{T_1}$ është raporti midis temperaturës në seksionin e ngushtuar dhe temperaturës në hyrje të rregullatorit. Duke supozuar një proces adiabatik dhe reversibël mund të llogarisim me kalimet e mëposhtme:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad p_1 v_1 \cdot v_1^{k-1} = p_2 v_2 \cdot v_2^{k-1} \quad (2.71)$$

$$R T_1 \cdot v_1^{k-1} = R T_2 \cdot v_2^{k-1} \quad (2.72)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1} \quad (2.73)$$

Nga:

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k} \rightarrow \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.74)$$

Shpejtësia e rrjedhjes izoentropike atëherë është:

$$\frac{C_{2is}^2}{2} = \frac{k}{k-1} R T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \quad (2.75)$$

Shpejtësia reale, duke marrë në konsideratë një reduktim të shpejtësisë në një proces izoentropik C_D , mund të shkruhet:

$$C_2 = C_D \cdot C_{2is} = C_D \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot R T_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] R T_1 = \frac{p_1}{\rho_1} \quad (2.76)$$

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot C_2 \cdot A_2 = A_2 \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1}} \cdot \rho_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] =$$

$$\begin{aligned}
 &= A_2 \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1 \cdot \rho_2 \cdot b^{\frac{1}{k}} \cdot \left[1 - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} \\
 &= A_2 \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1 \cdot \rho_1 \cdot b^{\frac{1}{k}} \cdot b^{\frac{1}{k}} \cdot \left[1 - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \\
 &= A_2 \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1 \cdot \rho_1 \cdot \left[b^{\frac{2}{k}} - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} = A_2 \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1^2 \cdot \frac{\rho_1}{p_1} \cdot \left[b^{\frac{2}{k}} - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \\
 &= A_2 \cdot C_D \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_1} \cdot \left[b^{\frac{2}{k}} - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (2.77)
 \end{aligned}$$

$$\dot{m} = A_2 \cdot C_D \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{(k-1) \cdot R} \cdot \left[b^{\frac{2}{k}} - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} = A_2 \cdot C_D \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \psi(k, R, b) \quad (2.78)$$

ku:

$$\sqrt{\frac{2k}{(k-1) \cdot R} \cdot \left[b^{\frac{2}{k}} - b^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \psi(k, R, b) \quad (2.79)$$

Kështu që :

$$\dot{m} = A_2 \cdot C_D \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \psi(k, R, b) \quad (2.80)$$

Mund të demostrojme ndër të tjera që:

$$\frac{d\dot{m}}{db} = 0 \rightarrow \frac{d\psi}{db} = 0 \rightarrow b_{kritik} = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.81)$$

Valvulat e kontrollit të prurjes tek komponentët pneumatikë janë të tipit konvergjent. Duke zëvendësuar raportin kritik tek parametri i prurjes ψ marrim vlerën kritike:

$$\psi_{kr} = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (2.82)$$

Varësia e parametrin të prurjes $\psi(b)$ për ajrin e thatë, tregohet në figurën 2.6.4. Është e dukshme për vlera të $b > b_{kr}$, sjellja subsonike me varësinë nga b e ψ , ndërsa për vlera të $b < b_{kr}$ evidentohet një vlerë konstante $\psi = \psi_{kr} = 0.0404$ tipike e regjimit të rrejdhjes sonike. Duke qartësuar sjelljen e parametrin të prurjes $\psi = \psi(k, R, b)$ mund të ekzaminojmë varësinë e prurjes në masë $\dot{m}$ respektivisht nga presioni në hyrje dhe në dalje të valvulës së kontrollit të prurjes, duke zbuluar gjithashtu edhe ndikimin e ndryshimit të seksionit të kalimit të fluidit në valvul.

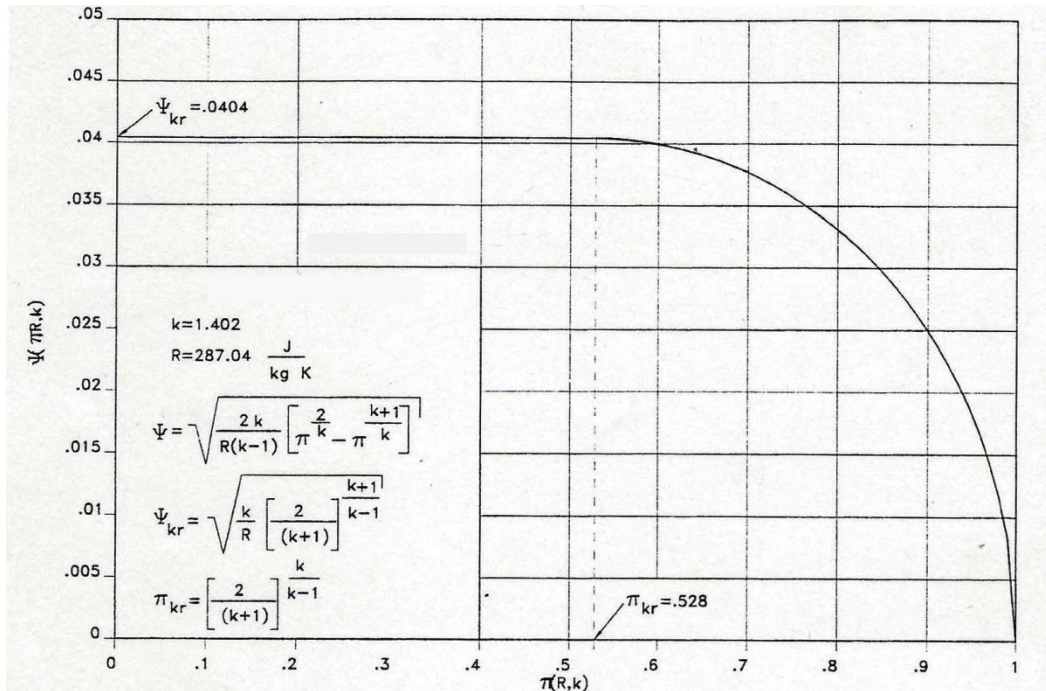


Fig. 2.6.4. Varësia e parametrit të prurjes nga raporti i presionit [18]

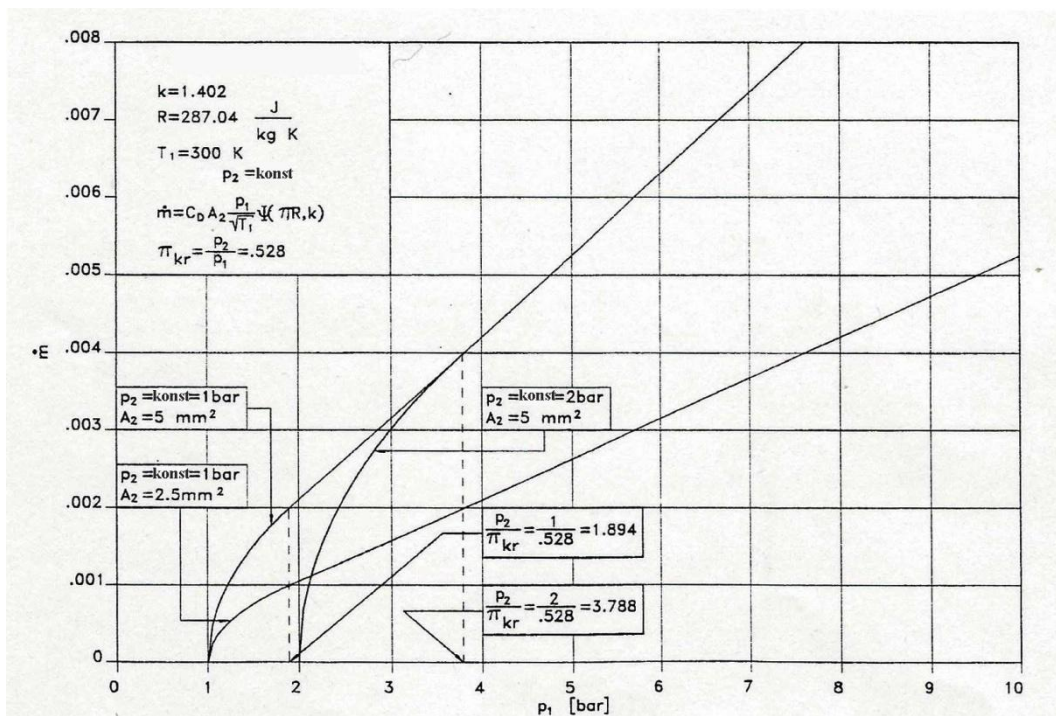


Fig. 2.6.5. Prurja në masë në funksion të presionit në hyrje për ajër të thatë [18]

Rregullimi i valvulave të prurjes që lejojnë kontroll të shpejtësisë (për një ngarkesë të supozuar konstante), trajtohet për dy raste:

$$\dot{m} = \text{const}$$

$$Q = \text{const}$$

Rasti i parë:

Rregullimi me prurjen në masë konstante është i pavarur nga presioni p_2 (në kushte sonike) sipas relacionit:

$$\dot{m} = A_2 \cdot C_D \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \psi_{kr}(k, r) \quad (2.83)$$

Për të cilën nëse presioni dhe temperatura në hyrje janë konstante, e tillë do të rezultojë edhe prurja në masë. Ky kusht është i aplikueshëm nëpërmjet një rezervuari izotermik.

Rasti i dytë:

Rregullimi me prurjen volumetrike konstante:

$\dot{m} = \rho_1 \cdot Q_1$. Në këtë rast kemi:

$$Q_1 = \frac{\dot{m}}{\rho} = A_2 \cdot C_D \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \psi_{kr}(k, R) \cdot \frac{R \cdot T_1}{p_1} = A_2 \cdot C_D \cdot \psi_{kr}(k, R) \cdot R \cdot \sqrt{T_1} \quad (2.84)$$

dhe për këtë arsye, prurja volumetrike rezulton funksion vetëm i temperaturës në hyrje dhe jo i presionit p_1 . Mund të përdoret për rastin kur shtaga e cilindrit duhet të ketë shpejtësi konstante.

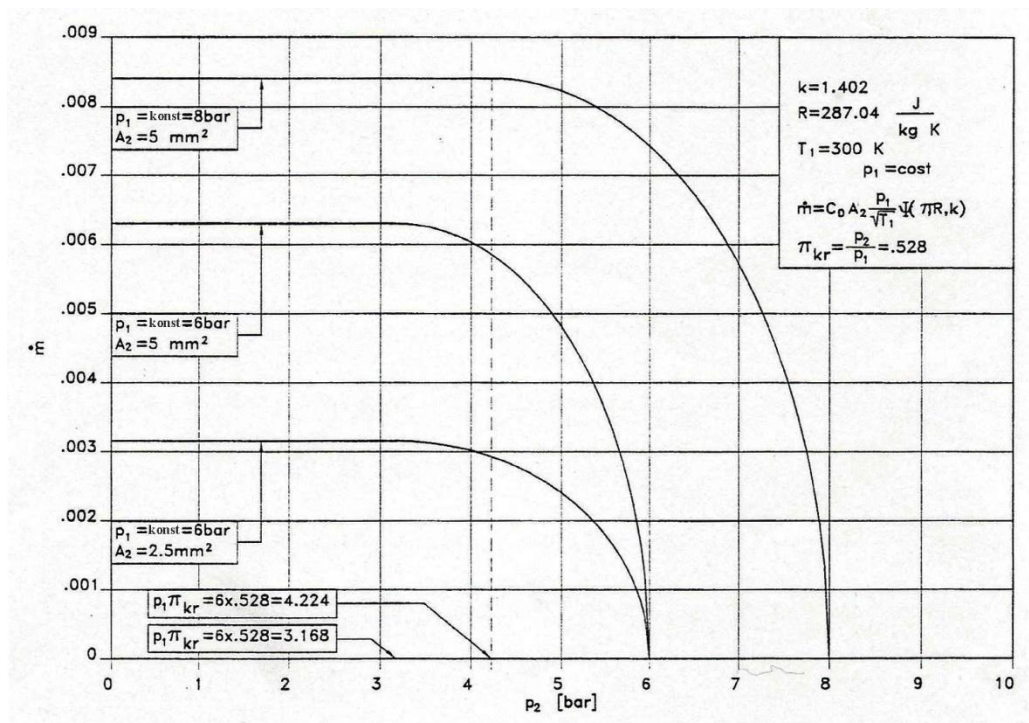


Fig. 2.6.6. Prurja në masë në funksion të presionit në dalje të valvulës për ajër të thatë[18]

2.7. CILINDRAT PNEUMATIKË

Cilindrat pneumatikë kthejnë energjinë pneumatike në punë mekanike. Zakonisht përbëhen nga një element që kryen lëvizje drejtvizore siç është pistonit dhe shtaga e pistonit, që lëvizin brenda një cilindri. Cilindrat janë shpesh me veprim të dyanshëm, dmth. ajri me presion mund të veprojë në të dy anët e pistonit për të realizuar lëvizjen vajtje ardhje drejtvizore, dhe në përgjithësi kanë një shtagë të vetme pistonit.

Ndërtimi tipik i një cilindri është treguar në Fig.2.7.1 Shtaga e pistonit është e temperuar dhe kromuar, ndërsa cilindri është bërë prej çeliku inox ose alumini. Shumica e cilindrave janë të pajisur me një unazë magnetike përreth pistonit dhe kombinohen me një cilindër me material jo magnetik. Sensori magnetik do të tregojë pozicionin e pistonit. Duke vendosur sensorë magnetikë në pjesën e jashtme të cilindrit, mund të kontrollojmë në mënyrë elektronike lëvizjen e pistonit. Në këtë mënyrë është i mundur kontrolli nëpërmjet PLC-ve (*kontrolluesve logjik të programueshëm*). Grupi i cilindrit pajiset me një konstruksion mbrojtës në fundkorsë që ngadalëson gradualisht lëvizjen e pistonit afër fundit të korsës së lëvizjes, i cili përbëhet nga unazat amortizuese të pozicionuara në fund dhe sistemet e valvulave pneumatike që kthejnë ajrin e komprimuar në dhomën e cilindrit duke kundërshtuar lëvizjen e pistonit.

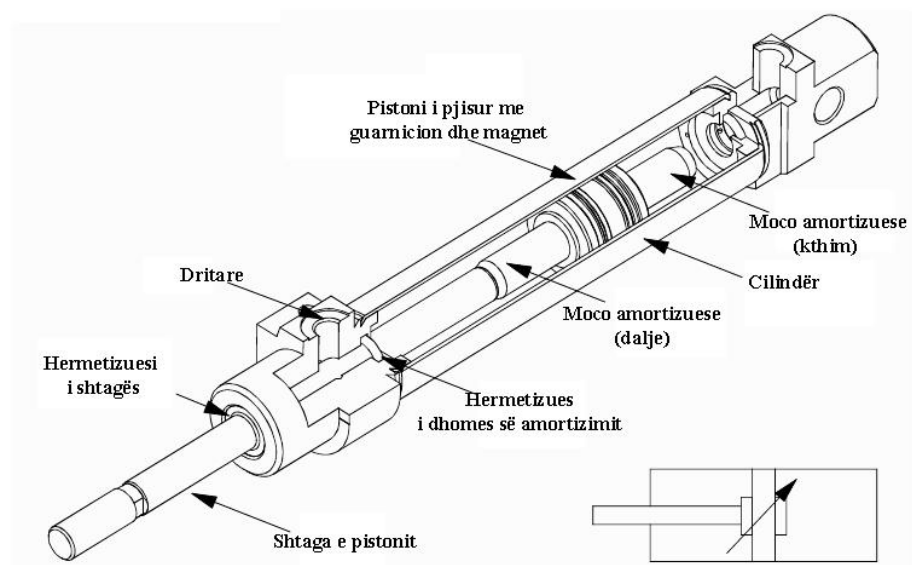


Fig. 2.7.1. Prerja tërthore e cilindrit pneumatik me veprim të dyanshëm

Cilindri i paraqitur në fig. 2.7.1 është një cilindër me veprim të dyanshëm sipas standardit ISO 6432. Cilindra me përmasa më të mëdha me diametër pistonit nga 32 ÷ 320 mm janë të standardizuar sipas ISO 15552. Këta cilindra gjithashtu mund të pajisen me një shtagë të dyanshme. Në cilindrat me veprim të njëanshëm, pistonit shtyhet nga ajri i ngjeshur dhe kthehet në pozicionin e mëparshëm nga një sustë e vendosur në anën tjetër të cilindrit.

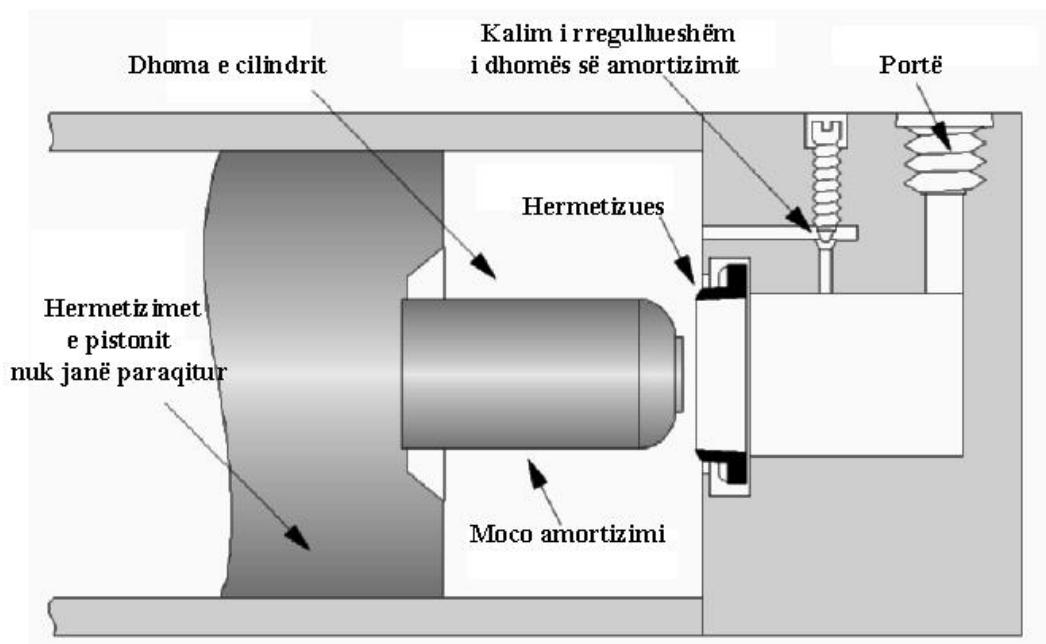


Fig. 2.7.2. Parimi i punës i sistemit të amortizimit në cilindrin me veprim të dyanshëm

2.7.1. Modeli Matematik i Cilindrit

Për të simuluar lëvizjen e pistonit dhe presionet në dhomat e tij, është i nevojshëm modeli matematik. Si rezultat i ndryshimeve të mëdha në presion dhe dendësi, temperatura e ajrit gjithashtu ndryshon dhe duhet të merret në konsideratë për një model të detajuar. Një model i përgjithshëm i lëvizjes së gazit, përbëhet nga tre ekuacione: ekuacioni i energjisë, ekuacioni i ruajtjes së masës dhe një ekuacion i gjendjes, p.sh. ekuacioni i gjendjes së gazit ideal.

Do të supozojmë një temperaturë homogjene të gazit. Për shkak të kapacitetit termik të ulët të ajrit dhe kapacitetit termik të lartë të materialit të cilindrit dhe shtagës, temperatura e pjesëve metalike mund të konsiderohet si konstante. Shpejtësia e ndryshimit të presionit është mjaft e vogël në krahasim me shpejtësinë e zërit, kështu që presionin në dhomën e cilindrit do ta konsiderojmë uniform.

Termat e energjisë kinetike dhe potenciale do të neglizhohen.

Ndërtimi i modelit matematik fillon me ndryshimin e energjisë së brendshme U të gazit në dhomën e cilindrit, të dhëna nga :

$$\frac{d}{dt}U = \dot{m}c_v \cdot T + m \cdot c_v \cdot \dot{T} \quad (2.85)$$

Ndryshimi i energjisë së brendshme jepet edhe nga ndryshimi i energjisë së masës në hyrje dhe asaj në dalje të gazit, $c_p \cdot T_i \cdot \dot{m}$ puna mekanike, $p \cdot dV/dt$, dhe fluksi i nxehtësisë që kalon nga gazi tek muret e cilindrit, $h \cdot a \cdot \Delta T$ të cilat na çojnë tek realcioni:

$$\frac{d}{dt}U = c_p \cdot T_{in} \cdot \dot{m}_{in} - c_p \cdot T_{out} \cdot \dot{m}_{out} - p \cdot \dot{V} - h \cdot a \cdot \Delta T \quad (2.86)$$

Nga kombinimi i Ek. (2.85) dhe (2.86) marrim modelin matematikor të gazit në temperaturën T të dhomës:

$$\dot{m} \cdot T + m \cdot \dot{T} = \gamma \cdot T_{in} \cdot \dot{m}_{in} - \gamma \cdot T \cdot \dot{m}_{out} - \frac{p \cdot A \cdot v}{c_v} - \frac{h \cdot a \cdot \Delta T}{C_v} \quad (2.87)$$

ku:

- $\dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$ prurja në masë e ajrit në kg/s,
- m - masa e gazit në kg,
- T - temperatura absolute e ajrit në K,
- T_{in} - temperatura absolute e ajrit në hyrje në K,
- γ - raporti i nxehtësive specifike,
- p - presioni absolut i ajrit në Pa,
- A - sipërfaqja e pistonit në m^2 ,
- v - shpejtësia e pistonit në m/s,
- c_v - nxehtësia specifike në vëllim konstant,
- h - koeficienti i transferimit të nxehtësisë në $J/(m^2 \cdot K)$,
- a - sipërfaqja e transferimit të nxehtësisë në m^2 ,
- ΔT - ndryshimi i temperaturës midis ajrit dhe cilindrit në K.

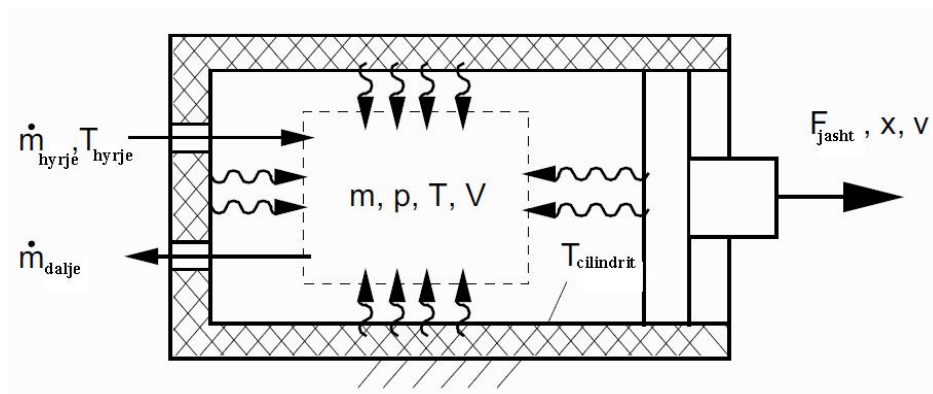


Fig. 2.7.3. Sistemi koordinativ për ekuacionet (2.87)-(2.89)

Ky përafrim neglizhon energjinë kinetike të ajrit, sepse zakonisht është shumë e vogël në krahasim me energjinë termike, siç bëhet e dukshme kur konsiderojmë temperaturën e dhomës 20°C, (293°K), energjia specifike termike (entalpia specifike) është $c_p \cdot T = c_p \cdot 293K = 2.94 \cdot 10^5$ Nm/kg, ndërsa për një gaz me shpejtësi të lartë prej 100 m/s energjia specifike kinetike është $w^2/2 = 5 \cdot 10^3$ Nm/kg ose më pak se 2% e energjisë termike (entalpisë).

Lëvizja e pistonit përshkruhet nga ligji i dytë i Njutonit

$$M \cdot \dot{v} = A \cdot p + F_{ext} \quad (2.88)$$

ku:

- M - masa e pistonit në kg,
- v - shpejtësia e pistonit në m/s,
- A - sipërfaqja efektive e pistonit në m²,
- F_{ext}- Forca e jashtme në N.

Zgjidhja e Ek. (2.88) jep pozicionin e pistonit dhe duke e shumëzuar me sipërfaqen e pistonit marrim vëllimin e dhomës në të cilën duhet të shtojmë edhe vëllimin e dëmshëm (në fund korsës) për të arritur tek vëllimi efektiv V. Në përgjithësi, vëllimi i dëmshëm nuk jepet në të dhënat teknike të cilindrave dhe mund të ndryshojë në mënyrë të konsiderueshme nga një tip cilindri në tjetrin. Në Fig. 2.7.4 është dhënë vëllimi i dëmshëm i 10 cilindrave të ndryshëm me diametër pistoni 32 mm dhe 40 mm.

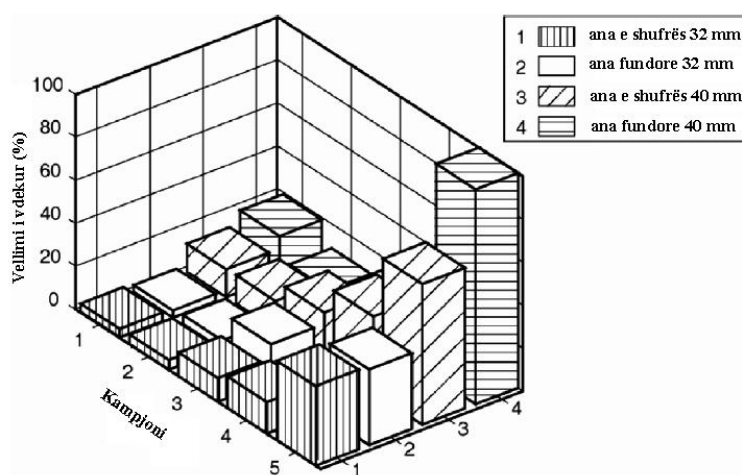


Fig. 2.7.4. Grafiku i vëllimit të dëmshëm për cilindrave me diametër 32 dhe 40mm

Masa e gazit në dhomë mund të llogaritet nga masa fillestare e gazit m_0 dhe prurja neto:

$$m(t) = \int (\dot{m}_{hyr} - \dot{m}_{dalje}) dt + m_0 \quad (2.89)$$

Presioni p jepet nga ekuacioni i gjendjes së gazit ideal, Ek. (2.1), ku T është e njohur nga zgjidhja e Ek. (2.87), V mund të llogaritet bazuar tek Ek. (2.88) dhe m nga Ek. (2.89).

2.7.2. Parametrat e cilindrit

Në përgjithësi për cilindrin njihen dy parametra: diametri i pistonit dhe gjatësia maksimale e shtagës së cilindrit. Për cilindra të standardizuar diametri i pistonit dhe përmasat më të rëndësishme jepen në standarde të veçanta. Por në këto standarde nuk ka informacion në lidhje me parametrat dhe karakteristikat e nevojshme për modelimin matematik, p.sh. për fërkimin, rrjedhjet ose transmetimin e nxehtësisë. Këto të dhëna jepen në katalogët e kompanive prodhuese, dhe varen nga teknologjia që përdoret në prodhim.

2.7.3. Forcat e fërkimit në hermetizim

Kur përzgjedhim ose modelojmë një cilindër, duhet të njohim forcat e shpërndara në shtagën e cilindrit. Ato përcaktohen nga diametri i pistonit dhe i shtagës, presionet në të dy dhomat dhe forcat e fërkimit të pistonit dhe guarnicioneve.

Të dhënat gjeometrike zakonisht jepen në të dhënat teknike dhe presioni i punës përcaktohet gjatë projektimit të makinës. Të panjohura janë forcat e fërkimit. Ato krijohen nga rrëshqitja e guarnicioneve të pistonit mbi sipërfaqen e cilindrit dhe fërkimi i guarnicioneve në fundin e cilindrit me boshtin e shtagës. Këto të fundit shërbejnë për të penguar ajrin e ngjeshur që të dalë nga cilindri.

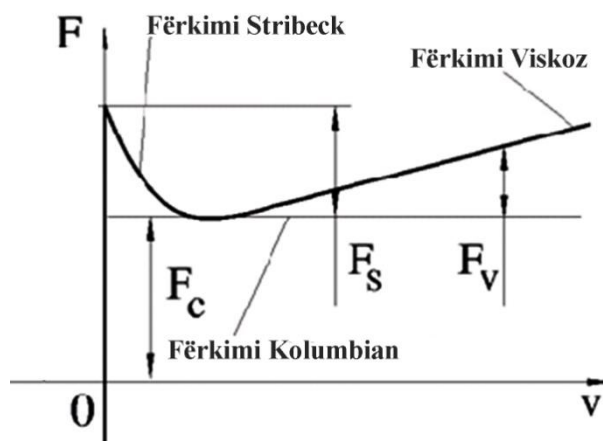
Në shumicën e rasteve, forcat e fërkimit të guarnicioneve cilindrike janë shumë më të vogla se forcat e nevojshme për të lëvizur ngarkesën.

Por ka edhe situata kur duhet të merren në konsideratë forcat e fërkimit, sepse mund të jenë më të mëdha se forca e krijuar në piston. Duke qenë se fenomeni i fërkimit është shumë kompleks, nuk ekziston një model universal për ta përshkruar atë. Shumë përafrime i referohen akoma punës së Stribeck (1903), i cili ka studjuar fërkimet në kushinetat me rrula. Tustin (1947), Ek. (2.90) jep një model të hershëm matematikor të përshtatshëm për analiza numerike dhe simulime dixhitale. Ky ekuacion mund të përdoret për cilindrat pneumatikë nëse ndikimi i presionit të dhomës është i vogël, p.sh. nëse forcat e fërkimit dominohen nga ngarkesa:

$$F_{ferk} = F_{Kolumb} + K_{prop} \cdot v + F_{Stribeck} \cdot e^{-f_{exp} \cdot v} \quad (2.90)$$

ku:

- $F_{Fërkimit}$ - forca e fërkimit në N,
- $F_{Kolumbiane}$ - konstante ose fërkimet kolumbiane në N,
- K_{prop} - fërkimi i varur nga shpejtësia në N·m/s,
- $F_{Stribeck}$ - efekti Stribeck në N,
- f_{exp} - koeficienti eksponencial i amortizimit në s/m.



Komponentët e forcës së fërkimit

Fërkimi i Stribeck është komponenti i forcës së fërkimit që shfaqet në shpejtësi të ulët rrëshqitëse, në pjesët e kontaktit të lubrifikuar, ku fërkimi është në një regjim të përzier dhe ngarkesa pjesërisht mbështetet nga kontakti i sipërfaqeve të ngurta, dhe pjesërisht nga presioni i lëngut lubrifikues.

Ekzistojnë gjithashtu modele dinamike të fërkimit (Olsson 1996; Göttert 2004: 38-48; Guenther et al. 2006), që mund të çojnë në një përshkrim më të mirë të këtij fenomeni kompleks.

Për të përshkruar efektet e fërkimit të guarnicioneve tek cilindrat pneumatikë, mund të përdorim mënyra të ndryshme:

Fërkimi statik ose forca e fërkimit të shkëputjes, e cila përcakton forcën minimale që duhet për të nxjerrë pistonin nga gjendja e qetësisë. Guarnicioni, në thelb, duhet të ushtrojë një forcë radiale për të krijuar hermetizimin e nevojshëm. Kjo forcë gradualisht ndrydhet nga prania e lubrifikantit midis guarnicionit dhe murit të cilindrit dhe bën që guarnicioni të rrëshqasë në sipërfaqen e lëmuar të cilindrit. Pasi pistoni të ketë qëndruar për një kohë, presioni i kërkuar për të filluar lëvizjen është më i lartë se sa do të ishte nëse ai do të zhvendosej menjëherë pas ndalimit.

Ashtu si të gjitha forcat e fërkimit tek cilindrat pneumatikë, forca statike e fërkimit varet nga diametri i pistonit dhe presionet që veprojnë në guarnicione, si dhe nga lloji i guarnicioneve dhe lubrifikantëve të rekomanduar nga prodhuesi, i cili mund të ofrojë versione të ndryshme të një cilindri për aplikime standarde, aplikime me shpejtësi të ulët ose me fërkime të reduktuara. Presioni minimal i punës për cilindër standard duhet të jetë mbi 0.5 bar.

Vlerat e fërkimit varen shumë nga intervali i kohës midis dy lëvizjeve të pistonit. Ndërkohë forcat e fërkimit ndikohen gjithashtu nga temperatura, si temperatura e ambientit, ashtu edhe temperatura e gazit në dhomat e cilindrit, të cilat varen nga cikli i ngarkesës (Pasieka 1991).

E gjithë kjo tregon se ka shumë faktorë që ndikojnë në krijimin e forcave të fërkimit tek cilindrat pneumatike. Të gjithë grafikët e përfutur tregojnë se forca e fërkimit gjithmonë rritet kur presioni në dhomat e cilindrit rritet, kur shpejtësia e pistonit rritet, si dhe kur rritet diametri i cilindrit. Ajo mund të rritet dhe kur lubrifikimi bëhet më i dobët. Raparelli et al. (1997) gjeti një rritje gjashtëfish të koeficientit të fërkimit në guarnicionin e një pistonit kur lëvizte në vende të pa lubrifikuara.

Forca e fërkimit dinamik ndodh kur pistoni lëviz në mënyrë arbitrare. Për të përshkruar një lëvizje të tillë dhe për të llogaritur forcat e fërkimit, nevojiten vlerat e sakta të nxitimit të pistonit të cilat nuk merren lehtësisht. Prandaj, forcat tipike të fërkimit në gjendje të qëndrueshme regjistrohen aty ku pistoni lëviz me shpejtësi konstante. Ekzistojnë disa mënyra për të modeluar forcën e fërkimit tek cilindrat pneumatikë. Mënyra më e thjeshtë është t'i injorosh ato plotësisht dhe të pranosh kushtet ideale.

Fleischer (1995: 72): ekuacionet e mëposhtme për fërkime statike dhe dinamike:

$$F_{statik} = 0.67 \cdot d \frac{N}{mm} \quad (2.91)$$

ku:

F_{statik} - forca e fërkimit statik në N,

d - diametri i cilindrit në mm,

$$F_{dinamik} = 0.4 \cdot d \frac{N}{mm} \quad (2.92)$$

ku:

$F_{dinamik}$ - forca e fërkimit dinamik në N.

Shumë prodhues përcaktojnë rendimentin η të një cilindri pneumatik sipas relacionit,

$$\eta = \frac{F_{Rod}}{p \cdot A_{pisto}} \quad (2.93)$$

dhe sugjerojnë përdorimin e vlerave midis 0.85 dhe 0.90. Për të përcaktuar rendimentin në funksion të presionit, janë në dispozicion grafikët [shih p.sh. Figura 2.7.5].

Ka pasur përpjekje të konsiderueshme për të gjetur modele matematikore për forcat e fërkimit tek cilindrat pneumatikë. Shröder dhe Singh (1993) japin një listë të ekuacioneve dhe koeficientëve të matur [shih Tabelën 2.7.1]. Me përjashtim të modelit A, ato përfshijnë ndryshimin e presionit midis dhomave të cilindrit, Δp . Për një version pak të modifikuar të modelit D, Belforte (1989) jep koeficientët për cilindra me diametër pistoni që variojnë nga 32 në 100 mm. Megjithatë, këto modele nuk janë shumë të përshtatshme për simulime dixhitale të përgjigjeve të përkohshme, sepse ato janë të vlefshme vetëm për shpejtësi mbi shpejtësinë kritike, (në tabelën e Belforte më të madhe apo të barabartë me 0.1 m/s).

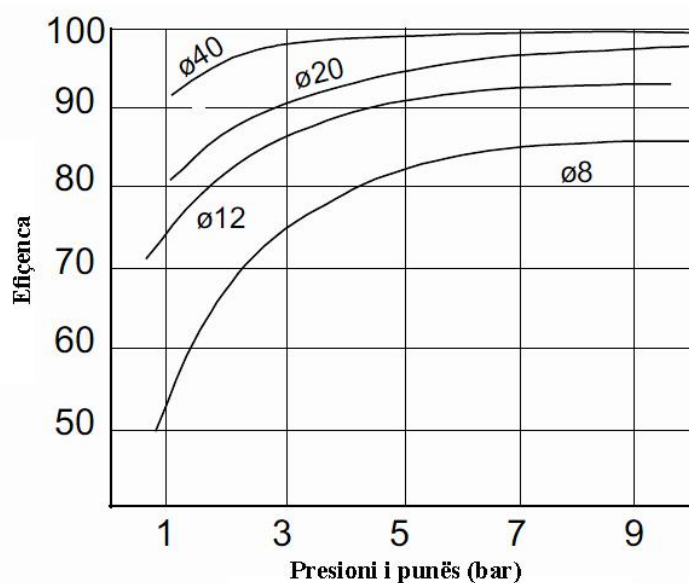


Fig. 2.7.5. Efienca në funksion të presionit dhe diametrit të pistonit

Tabela 2.7.1. Modeli empirik i fërkimit i studiuar nga Schoeder and Sing (1993)

Numri i modelit	Modeli i fërkimit dinamik	Përcaktimi i koeficientit
A	$F_f = F_o + c \cdot v$	0.90
B	$F_f = F_o \cdot e^{-\xi v} + c \cdot v + \beta \cdot \Delta p$	0.91
C	$F_f = F_o + c \cdot v + \beta \cdot \Delta p$	0.93
D	$F_f = F_o + (1 + c \cdot v^n) \cdot (\beta \cdot \Delta p + \beta_1 \cdot p_1)$	0.94
E	$F_f = F_o + c \cdot v^n + \beta \cdot \Delta p^m$	0.91
F	$F_f = F_o \cdot e^{-\xi v} + c \cdot v^n + \beta \cdot \Delta p^m$	0.95
G	$F_f = F_o \cdot e^{-\xi v} + c \cdot v + \beta \cdot \Delta p + \beta_2 \cdot p_2$	0.93

Ballard (1974: 2-13) përdor modelin e mëposhtëm për simulimet kompjuterike:

$$F_f = F_c + C_A \cdot v + C_B \cdot |\Delta p| \quad (2.94)$$

ku:

- F_f - forca e fërkimit në N,
- F_c - fërkimi konstant në N,
- v - shpejtësia e pistonit në m/s,
- Parametrat C_A dhe C_B ,
- Δp - diferenca e presioneve në dy anët e pistonit.

Një model më i rafinuar, i përshtatshëm për simulime dinamike, jepet nga Eschmann (1992):

$$\alpha(v) = \begin{cases} 1 + \frac{F_{stat} - F_{min}}{F_{min} - F_0} \left(1 - \frac{v}{v_{krit}}\right)^2 & \text{për } v \leq v_{krit} \\ 1 + \frac{F_{ref} - F_{min}}{(F_{min} - F_0) \sqrt{\frac{v_{ref}}{v_{krit}} - 1}} \sqrt{\frac{v}{v_{krit}} - 1} & \text{për } v \geq v_{krit} \end{cases} \quad (2.95)$$

$$F_{fërkimit}(v, \Delta p) = \frac{D_{pist}}{D_{ref}} \left[F_0 + \Delta p \cdot \alpha(v) \frac{F_{min} - F_0}{\Delta p_{ref}} \right] \quad (2.96)$$

ku:

- F_{stat} - forca statike e fërkimit në N për $v = 0$ dhe Δp_{ref} , shih Fig. 2.7.6,
- F_{min} - forca minimale e fërkimit në N për Δp_{ref} , shih Fig. 2.7.6,
- F_0 - forcë fërkimi në N për $v = 0$ dhe $\Delta p = 0$, shih Fig. 2.7.6,
- F_{ref} - forca e fërkimit në N për $v = v_{ref}$ dhe Δp_{ref} ,
- D_{piston} - diametri pistonit në mm,
- D_{ref} - diametri i referencës në mm,
- Δp - diferenca e presionit në Pa,
- V_{krit} - shpejtësia kritike në m/s, shih Fig. 2.7.6.

Eschmann thekson se ekziston një lidhje pothuajse lineare midis diametrit të pistonit dhe forcave të fërkimit, lidhje të cilën Belforte e kishte prezantuar në vitin 1989:

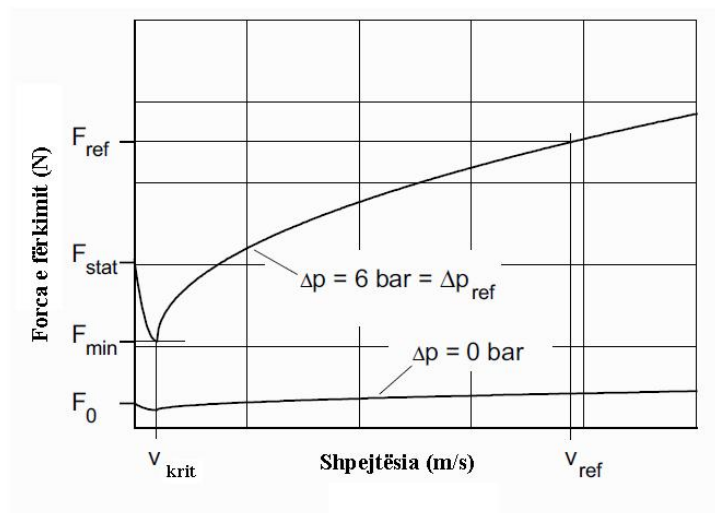


Fig. 2.7.6. Karakteristika e fërkimit referuar ekuacionit (2.95) dhe (2.96). Δp_{ref} dhe v_{ref} , mund të zgjidhen në mënyrë arbitrare për të marrë F_{ref} . [4]

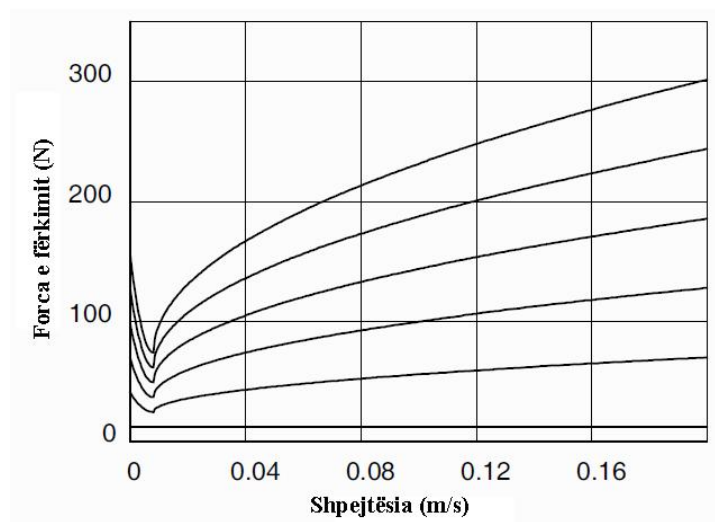


Fig. 2.7.7. Modelimi i forcës së fërkimit referuar Ek. (2.95) dhe (2.96) për diferencë presionesh përkatësisht 0,2,4,6,8 dhe 10 bar.

2.7.4. Rrjedhjet në cilindër

Kur modelon një cilindër, duhet të merret në konsideratë rrjedhja ndërmjet dhomave dhe atmosferës. Të dhënat teknike të kompanive prodhuese zakonisht nuk përmbajnë informacion në lidhje me këtë efekt, sepse shumica e konsumatorëve nuk e kërkojnë këtë informacion. Gjatë provave laboratorike, vumë re se rrjedhja në shumë cilindra është aq e vogël sa nuk mund të dallohet. Për ta bërë këtë, kemi lidhur një sensor

presioni në dhomën e cilindrit, futëm ajër me presion në dhomën e tij dhe më pas mbyllëm valvulën e furnizimit me ajër. Por pas disa orësh, apo edhe ditësh, leximi i sensorit nuk ndryshoi.

Standardi ISO 10099 (anon 2001a) përcakton një procedurë testimi dhe një masë të prurjes maksimale. Duke aplikuar ajër me presion nga 1,5 deri 6,3 bar, identifikohen rrjedhjet. Prurjet e lejuara të rrjedhjes varjojnë nga 0,6 l/orë për cilindër me diameter 8 mm deri 5 l/orë për cilindër me diameter 320 mm. Për cilindra me shtagë jo të rrumbullakët nuk ka vlera të dhëna, por shkalla e rrjedhjes mund të jetë dukshëm më e lartë; veçanërisht në presion të ulët. E njëjta gjë vlen edhe për cilindrato me shpejtësi të ulët ose për aplikimet me fërkime të vogla të guarnicioneve.

Rrjedhja e tepërt, për shkak të konsumimit të guarnicionit, përcakton kufirin e jetëgjatësisë së një cilindri.

Prodhuesit zakonisht nuk japin informacion në lidhje me këtë temë në manualet e tyre të produkteve. Standardi CNOMO E06.22.115.N përcakton një distancë prej 3.000 km lineare të lëvizjes së pistonit si kufi minimal të lejueshëm. Gjatë testeve të përshkruara nga Belforte (1999), të gjithë cilindrato e tejkaluan këtë distancë me një diferencë të madhe. Cilindrato me guarnicione metalike kanë një jetëgjatësi shërbimi deri në 10.000 km ose 10^8 cikle të plota.

Fleischer (1995: 264) përshkruan testet e cilindrave me një shtagë prej 25.4 mm, e cila, pas 50,000 cikleve nën një ngarkesë të caktuar pune, në një ambient fabrike moderne të pastër kishte të njëjtën sasi të rrjedhjes si një vrimë me diameter 1,14 mm. Kjo rrjedhje ndodh kryesisht rreth shufrës së shtagës dhe është e krahasueshme me një hapësirë radiale prej 0.013 mm përreth shtagës.

2.7.5. Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë

Nuk ka dyshim se temperatura në dhomën e cilindrit ndryshon kur pistonit lëviz, mbushet me ajrin e ngjeshur ose e shkarkon atë. Për një analizë të thellë të transferimit të nxehtësisë do t'i referohemi Backé dhe Ohligschläger (1989). Ohligschläger (1990: 60-65) vë në dukje se transferimi i nxehtësisë çon në amortizim të lëvizjes së pistonit dhe ai llogarit një koeficient amortizimi 0.092 për shkak të këtij efekti.

Proceset e ngarkimit dhe shkarkimit të ajrit brenda një cilindri në veprim, u studiuhan eksperimentalisht për një cikël pune nga Al-Ibrahim dhe Otis (1992). Temperatura e ajrit gjatë procesit të ngarkimit dhe shkarkimit ndryshuan në mënyrë të konsiderueshme; proceset nuk ishin kurrë izotermike ose adiabatike. Ata gjetën se gjatë procesit të ngarkimit me ajër, grafiku i temperaturës afrohet më tepër me procesin adiabatik, ndërsa gjatë shkarkimit temperaturat e matura të ajrit i afrohen më shumë procesit izotermik.

Tabela 2.7.2. Vlerat e koeficientit të transmetimit të nxehtësisë h gjatë një cikli pune (Pasioka 1991:120)

Veprimi	Vlerat e h në W/(m ² ·K)
Mbushja përpara se pistoni të lëviz	180–460
Pistoni në lëvizje	20–180
Shkarkimi pasi pistoni të arrijë në pozicion	120–405
Kalimi në gjendje të qëndrueshme	5

$$c = c_0 \sqrt{\frac{p \cdot T}{p_0 \cdot T_0}} \quad (2.97)$$

ku:

- c_0 -koeficienti i transferimit të nxehtësisë në kushtet referuese,
- p_0 - presion në kushtet referuese,
- T_0 - temperatura në kushtet referuese.

Ligji i transmetimit të nxehtësisë në këtë rast është (Ulrich 1969; Pourmovahed dhe Otis 1990; de las Heras 2003), shkruhet:

$$Q = c \cdot A \cdot (T_w - T_g) = m \cdot c_v \cdot \frac{(T_w - T_g)}{\tau_T} \quad (2.98)$$

ku:

- Q - fluksi i nxehtësisë në J,
- m - masa e gazit në kg,
- T_g - temperatura e gazit në K,
- T_w - temperatura e murit në K,
- τ_T - konstante termike e kohës në s.
- A - sipërfaqja transmetuese e nxehtësisë

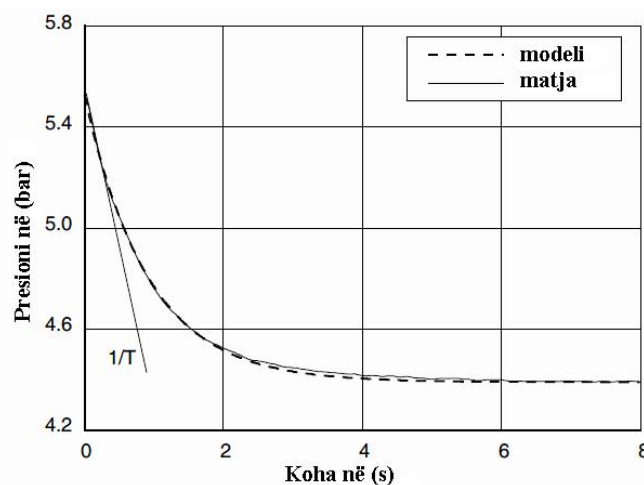


Fig. 2.7.8. Matja e presionit për të gjetur konstanten e kohës

Konstantja termike e kohës është koha që i duhet presionit të gazit (ose temperaturës) për të arritur 63.2 përqind të ndryshimit të shkaktuar nga shkalla e veprimit [4]. Figura 2.7.8 jep një matje të presionit të dhomës kur pistoni ndalet në $t = 0$ dhe drtitaret e cilindrit mbyllen. Gazi i ngjeshur ftohet dhe për këtë arsye presioni ulet. Koeficienti këndor në $t = 0$ përdoret për të përcaktuar konstanten kohore. Një krahasim i konstantes termike kohore me kohën e ciklit ndihmon për të kuptuar efektet e transferimit të nxehtësisë për një proces të caktuar.

2.8. Elektrovalvulat drejtuese me karakteristikë lineare (proporcionale)

Valvulat drejtuese përdoren kryesisht për të kontrolluar drejtimin e rrjedhjes së fluidit midis komponentëve në një qark pneumatik. Ato kanë një numër të vogël gjendjesh të qëndrueshme, zakonisht një, dy ose tre, që vendosen nëpërmjet imputit i cili është sinjal elektrik. Për shkak të rezistencës së tyre të brendshme, ato krijojnë rezistencë ndaj fluksit të ajrit, një efekt që zakonisht nuk është i mirëpritur. Valvolat me karakteristikë lineare (proporcionale) kanë një numër të pakufizuar të gjendjeve të qëndrueshme, që janë proporcionale me sinjalin analog të hyrjes, p.sh. për një tension midis - 10 V dhe + 10 V ose një rrymë midis 4 mA dhe 20 mA. Ekzistojnë lloje të ndryshme valvulash proporcionale:

- Valvula proporcionale drejtuese: pozicioni i pistonçinës së valvulës është proporcional me sinjalin elektrik të hyrjes.
- Valvula proporcionale të kontrollit të presionit: presioni në dalje është proporcional me sinjalin elektrik të hyrjes.
- Valvula proporcionale të kontrollit të prurjes: prurja në masë është proporcionale me sinjalin elektrik të hyrjes.

Valvulat proporcionale të kontrollit të prurjes përdoren zakonisht për sistemet e lyerjes me bojë, sistemet e mbushjes, shpërndarjen e fluideve ose kontrollin e rrjedhjes së rezervuarit, por jo për të drejtuar.

Valvulat proporcionale të kontrollit të presionit përdoren për frenimin pneumatik, motorët me ajër. Ato aplikohen gjithashtu për të gjeneruar një forcë proporcionale në krahët robotik që shërbejnë për saldimin, vidhosjen ose montimin e komponentëve në industri. Ato janë një lloj i veçantë i rregullatorëve të presionit.

Valvolat drejtuese me karakteristikë lineare (proporcionale) kanë një zhvendosje të pistonçinës që është proporcionale me sinjalin e hyrjes. Konfiguracioni më i thjeshtë është i përbërë nga një pistonçinë, një bobinë dhe një sustë. Rryma që kalon në bobinë krijon një forcë që shtyn pistonçinën kundër sustës.

Bobinat e instaluar janë projektuar ndryshe nga ato të përdorura në valvulat e kontrollit, të cilat janë projektuar për të pasur dy pika të qëndrueshme të punës. Bobinat e elektromagnetit tek valvolat proporcionale, janë projektuar për të krijuar një forcë, që varet linearisht nga rryma, ndërkohë që ndikimi i pozicionit të pistonçinës është i vogël.

Nëse një konvertues i tillë i fuqisë kundërshton një sustë lineare, atëherë pozicioni i pistonçinës është proporcional me rrymën.

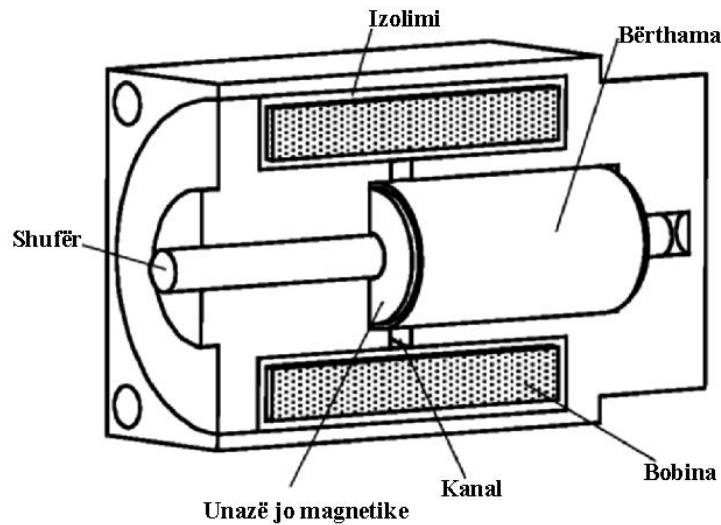


Fig. 2.8.1. Prerja tërthore e bobinës elektromagnetike proporcionale

Sidoqoftë, saktësia e këtij konfiguracioni nuk është e lartë: lineariteti i forcave është i vogël, forcat e fërkimit midis pistonçinës dhe folesë zvogëlojnë forcën që vepron kundër sustës. Tolerancat e prodhimit, ndryshimet e temperaturës, histeresia në solenoid nuk janë ekuilibruar. Prandaj valvolat proporcionale drejtuese përdorin shpeshherë një feedback të brendshëm, për të kompensuar shmangiet e përmendura më lart.

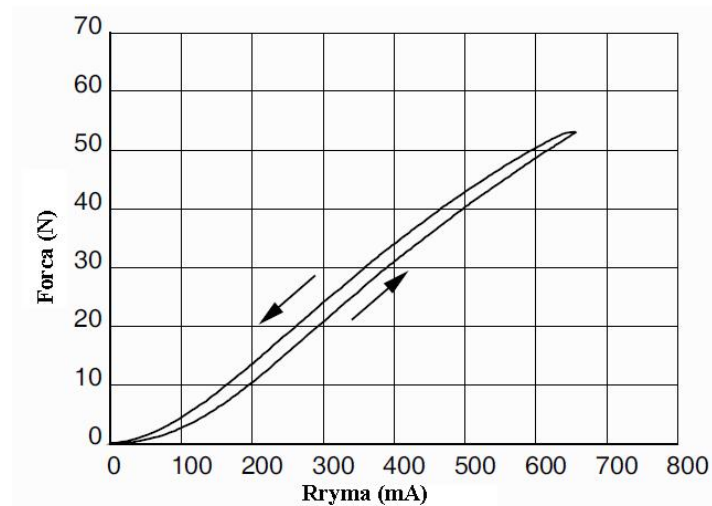


Fig. 2.8.2. Forca e gjeneruar nga bobina në funksion të rrymës elektrike

Për të përmirësuar sjelljen e elektromagnetit, aplikohet një sinjal i frekuencave të larta, p.sh. një valë sinusoidale me një frekuencë 100 Hz dhe një amplitudë sa 10% e amplitudës maksimale. Ky sinjal lëkundës mban pjesët mekanike në lëvizje të përhershme, redukton forcat e fërkimit statik, dhe histerezinë, pa ndikuar tek ngarkesa, për shkak të inercisë dhe shtypshmërisë së ajrit.

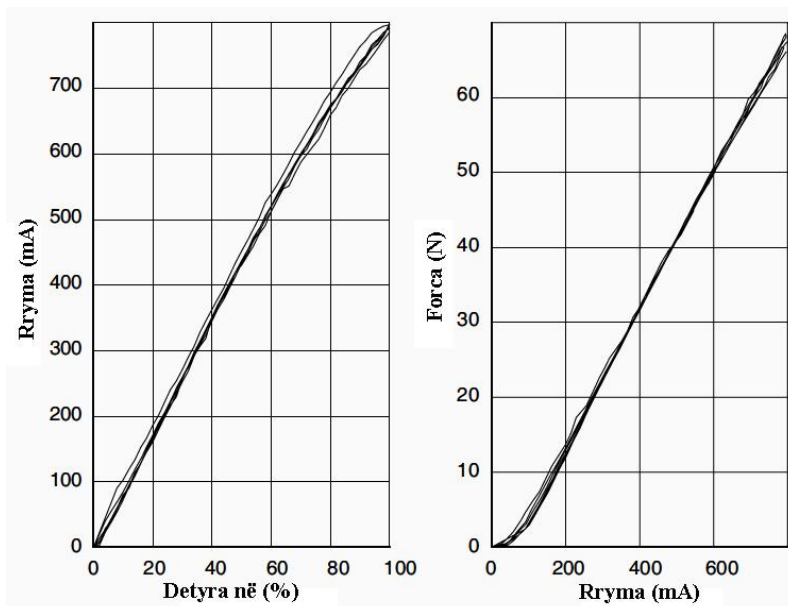


Fig. 2.8.3. Rryma si funksion i detyrës në %; frekuenca PWM 200, 500, 1500, 4000

Fig. 2.8.4. Forca si funksion i rrymës; frekuenca PWM 200, 500, 1500, 4000 Hz

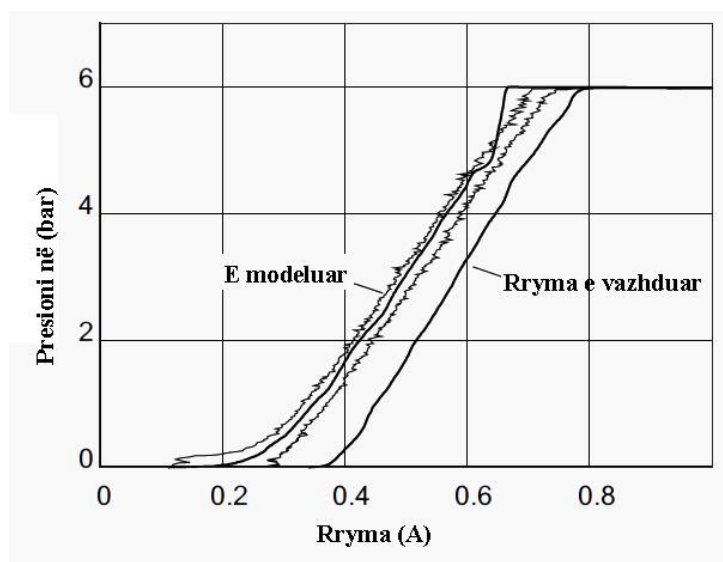


Fig. 2.8.5. Presioni në dalje të valvulës, komanduar nëpërmjet një tensioni, respektivisht, të tipit DC ose te tipit me modulim.

Në figurën 2.8.5 tregohet grafiku i presionit në dalje të valvulës për dy raste:

- a) Komandim nëpërmjet rrymës së vazhduar
- b) Komandimi nëpërmjet rrymës së moduluar

Siç duket nga grafikët komandimi me rrymë të modeluar ofron një nivel më të lartë precizioni në krahasim me komandimin me rrymë të vazhduar.

2.8.1. Modeli matematik i elektrovalvulës drejtuese me karakteristikë lineare (proporcionale)

Elektrovalvula pneumatike proporcionale është një komponent i rëndësishëm në sistemet pneumatike të fuqisë. Ajo është element komandues dhe si e tillë duhet të realizojë një kontroll të shpejtë dhe të saktë të fluksit të ajrit, brenda dhe jashtë dhomave të cilindrit. Në industri ekzistojnë një numër i larmishëm i konstruksionit të valvulave proporcionale, të cilat ndryshojnë nga njëra tjetra përsa i përket gjeometrisë së kanaleve të brendshme, tipeve të elementëve rregullues të rrymës së ajrit, numrit të portave dhe kalimeve, mënyrës së vënies në veprim, etj.

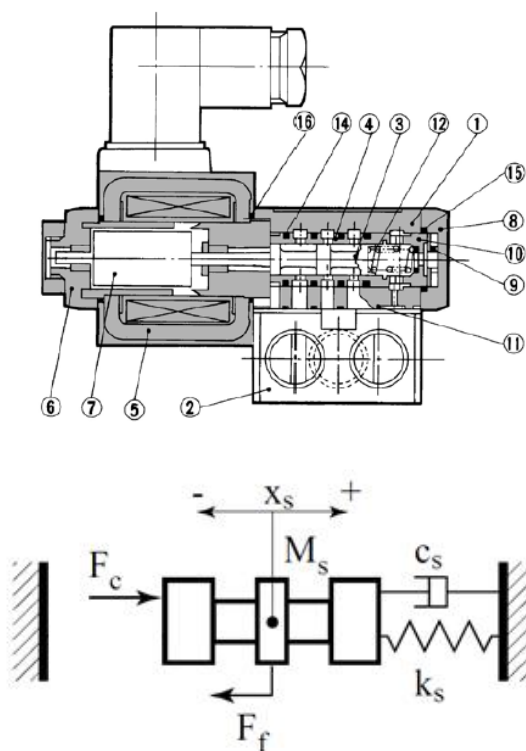


Fig. 2.8.6. Skematizimi i elementëve të valvulës

Gjatë ndërtimit të modelit matematik të valvulës kemi patur parasysh tërësinë e forcave që ndikojnë në dinamikën e lëvizjes së elementëve të valvulës. Duke analizuar figurën

2.8.6 ekuacioni i lëvizjes për sistemin valvul elektromagnet mund të shkruhet si më poshtë:

$$M_s \ddot{x}_s = -c_s \dot{x}_s - k_s(x_{s0} + x_s) + F_c \quad (2.99)$$

ku:

- x_s - është zhvendosja e pistonçinës së valvulës,
- x_{s0} - është ngjeshja fillestare e sustës,
- M_s - është masa e sistemit, e përbërë nga elementët e lëvizshëm të valvulës plus masën e sustës,
- c_s - është koeficienti i fërkimit për efekt të viskozitetit,
- k_s - është koeficienti i ngurtësisë së sustës,
- F_c - është forca e prodhuar nga bobina e elektromagnetit.

Nga relacioni 2.99 nxjerrim:

$$M_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s(x_{s0} + x_s) = F_c \quad (2.100)$$

Për forcën vepruese të elektromagnetit të valvulës kur në të kalon një tension dhe rrymë e dhënë mund të shkruajmë:

$$F_c = 2\pi a N \beta i \quad (2.101)$$

Duke zëvendësuar F_c në ekuacionin e ekuilibrit marrim:

$$M_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s(x_{s0} + x_s) = 2\pi a N \beta i_c \quad (2.102)$$

ku:

- a - është rrezja e bobinës,
- N - është numri i spirave të bobinës,
- β - është fluksi magnetik,
- i_c - është rryma që ushqen bobinën.

Nëse raporti i presionit në dalje të valvulës (P_d) me presionin në hyrje të valvulës (P_u) është më i madh se (b_{cr}), prurja do të ketë varësi lineare ndaj presionit në hyrje të valvulës. Nëse ky raport do të jetë më i vogël se b_{cr} , atëherë prurja do të ketë varësi jolineare ndaj të dy presioneve.

Ekuacioni, që shpreh kalimin e masës së fluidit nëpër rrugën e kalimit të valvulës me sipërfaqe A_v , është [1][3]:

$$\dot{m}_v = \begin{cases} C_f A_v C_1 \frac{P_u}{\sqrt{T}} & \text{në qoftë se } \frac{P_d}{P_u} \leq b_{cr} \\ C_f A_v C_1 \frac{P_u}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}} & \text{në qoftë se } \frac{P_d}{P_u} > b_{cr} \end{cases} \quad (2.103)$$

ku:

- $\dot{m}_v$ - është prurja që kalon në valvul,
- C_f - është koeficienti i prurjes,
- P_u - është presioni në hyrje të valvulës,

- P_d - është presioni në dalje të valvulës,
- $b_{cr}=0.538$ llogaritet si $b_{cr}=P_d/P_u$, dhe 0.538 është vlera për të cilën marrim prurjen maksimale në kalimin midis dy presioneve (shiko figurën 2.8.7 më poshtë).

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}; \quad P_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.104)$$

janë konstantet e fluidit. Për ajrin ($k=1.4$), ne kemi $C_1 = 0.040418$, $C_2 = 0.156174$, dhe $P_{cr} = 0.528$.

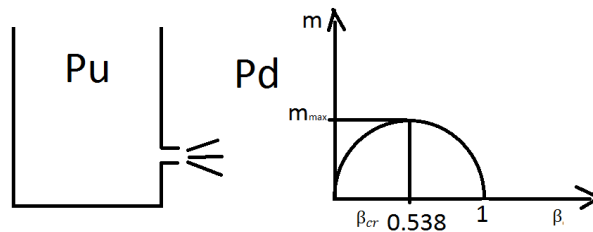


Fig. 2.8.7. Vlera e b_{cr} për të cilën marrim prurjen maksimale në kalimin midis dy presioneve

Sipërfaqja e kalimit të fluidit në seksionin e kalimit të valvulës, përcaktohet nga pozicioni i pistonçinës së valvulës mbi vrimën rrethore të kalimit në trupin e valvulës, siç tregohet në figurën (2.8.8).

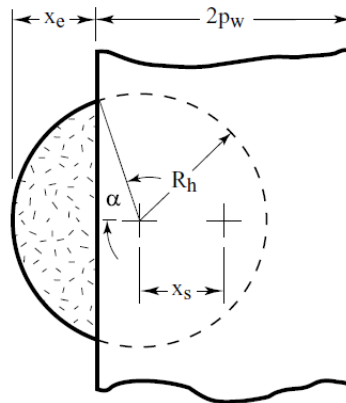


Fig. 2.8.8. Sipërfaqja e seksionit të kalimit përkundrejt pozicionit të pistonçinës

Sipërfaqja e seksionit të rrethit të përcaktuar nga pozicioni i pistonçinës mund të shprehet si:

$$A_e = 2 \int_0^{x_e} \sqrt{R_h^2 - (\varepsilon - R_h)^2} d\varepsilon = 2 \int_0^{x_e} \sqrt{\varepsilon(2R_h - \varepsilon)} d\varepsilon \quad (2.105)$$

ku:

- A_e - është sipërfaqja e kalimit të fluidit,

- x_e - është zhvendosja e pistonçinës së valvulës,
- R_h - është rrezja e seksionit të kalimit.
- $2p_w$ - gjerësia e pjesës bllokuese të pistonçinës

Duke integruar ekuacionin e mësipërm dhe duke shënuar n_h numrin e vrimave të kalimit, sipërfaqja efektive e kalimit në valvulë do të jetë:

$$A_v = n_h \left(2R_h^2 \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{x_e}{2R_h - x_e}} \right) - (R_h - x_e) \sqrt{x_e(2R_h - x_e)} \right) \quad (2.106)$$

Gjerësia e pjesës bllokuese të pistonçinës ($2p_w$) është paksa më e madhe se rrezja e vrimës, sepse tipi i valvulës është me mbimbullim pozitiv. Kështu që zhvendosja efektive e pistonçinës së valvulës x_e do të jetë e ndryshme nga spostimi absolut x_s :

$$x_e = x_s - (p_w - R_h) \quad (2.107)$$

2.9. Motorët pneumatikë

Në industri aktuatori pneumatik më i përdorshëm është cilindri pneumatik i cili përdoret për realizimin e lëvizjeve translative, vendin e dytë e zenë aktuatorët gjysëm të rrotullueshëm për realizimin e lëvizjeve deri në 270 gradë. Lëvizjet rrotulluese të vazhduara përgjithësisht realizohen nga motorët elektrikë.

Kjo mund të jetë për shkak të faktit se dizajni i një cilindri pneumatik është shumë më i thjeshtë dhe për këtë arsye më i lirë se një makinë elektrike lineare, kjo vlen edhe për motorët pneumatikë. Furnizimi me energji elektrike për një motor elektrik është shumë më i lehtë për shkak të energjisë elektrike që gjendet pothuajse kudo, ndërsa ajri i ngjeshur kërkon pajisje shtesë.

Megjithatë, ka shumë aplikacione ku motorët pneumatikë ofrojnë avantazhe unike: raporti i lartë në fuqi-peshë, pandjeshmëria ndaj mbingarkesave dhe ndalesave, funksionimi në të ftohtë, pandjeshmëria ndaj atmosferës së ndotur ose shpërthyesë, shpejtësia shumë e lartë e rrotullimit dhe ruajtja e energjisë në një presion të caktuar.

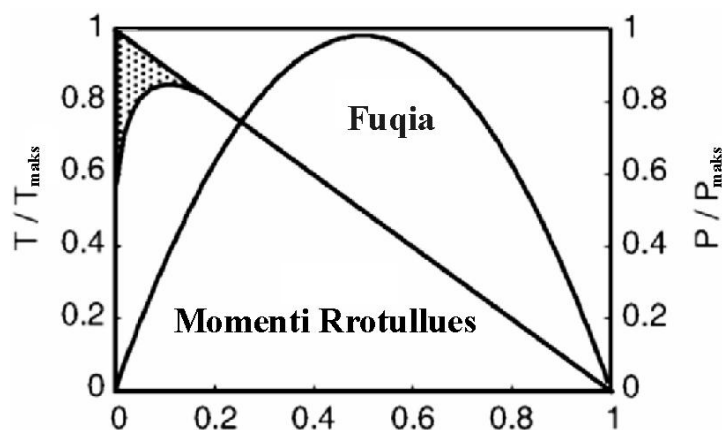


Fig. 2.9.1. Fuqia dhe momenti rrotullues në funksion të shpejtësisë në presion konstant furnizimi

Karakteristika e momentit rrotullues përkundrejt shpejtësisë është shumë e përshtatshme për shumë aplikacione gjithashtu ato janë lehtësisht të kthyeshme. Ndryshimi i shpejtësisë mund të realizohet me një drosel të thjeshtë. Disavantazhet më të dukshme janë zhurma e gjeneruar nga motorë pneumatikë me shpejtësi të lartë dhe rendimenti i përgjithshëm që varion rreth 20% (Cheng et al 1993, Barber 1997: 133).

Megjithëse ekzistojnë konstruksione të ndryshme, dominojnë dy lloje motorësh pneumatikë: motorët me lopata dhe turbinat dentare. Motorët me lopata, referuar anës konstruktive mundësojnë ndryshimin e madhësisë së dhomave të punës .

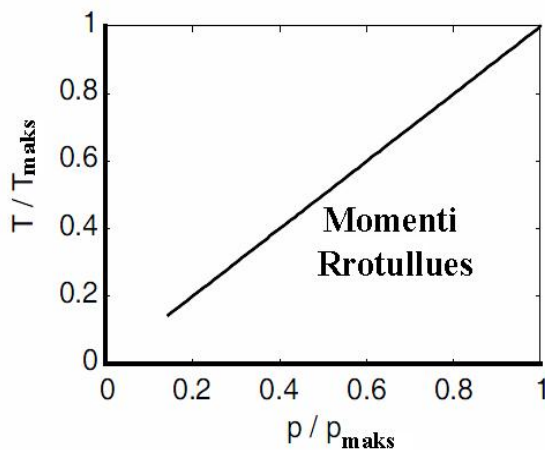


Fig. 2.9.2. Momenti rrotullues në funksion të presionit

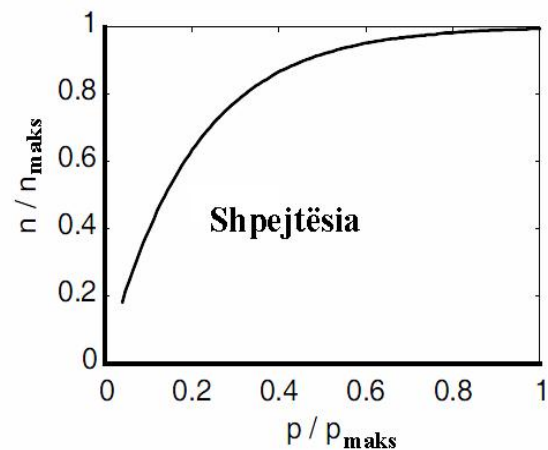


Fig. 2.9.3. Shpejtësia e rrotullimit në funksion të presionit

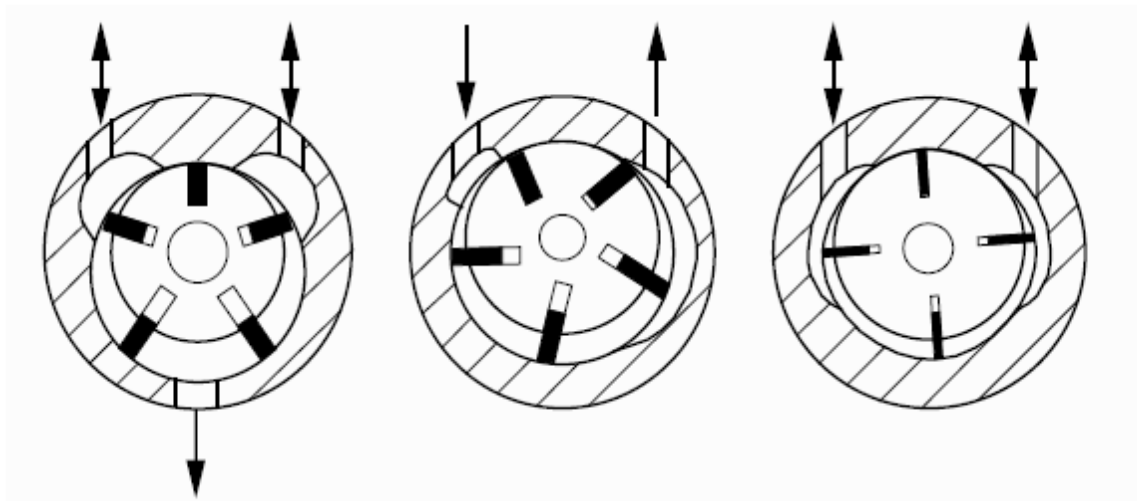


Fig. 2.9.4. Tre tipe të ndryshme konstruksionesh të motorëve pneumatikë me fletë: majtas motor reversibël me 3 porta, në mes motor joreversibël, djathtas motor me dy porta reversibël pa zgjerim.

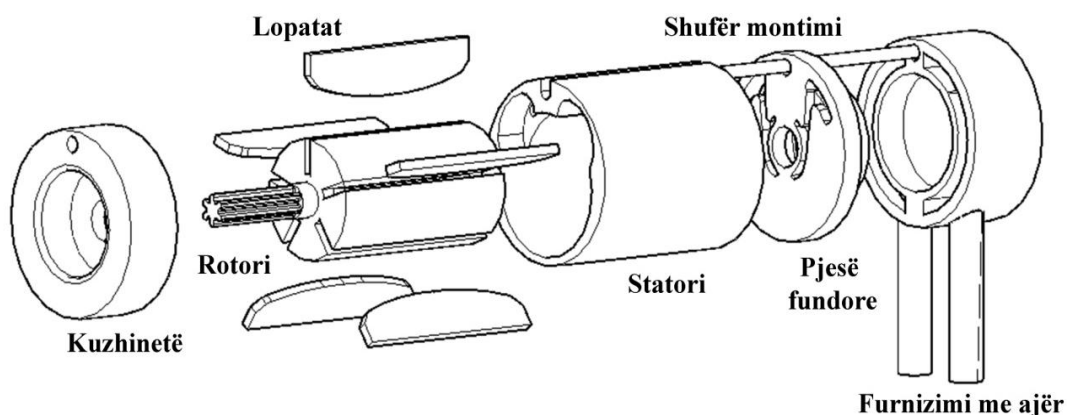


Fig. 2.9.5. Ndërtimi i motorit pneumatik reversibël me lopata

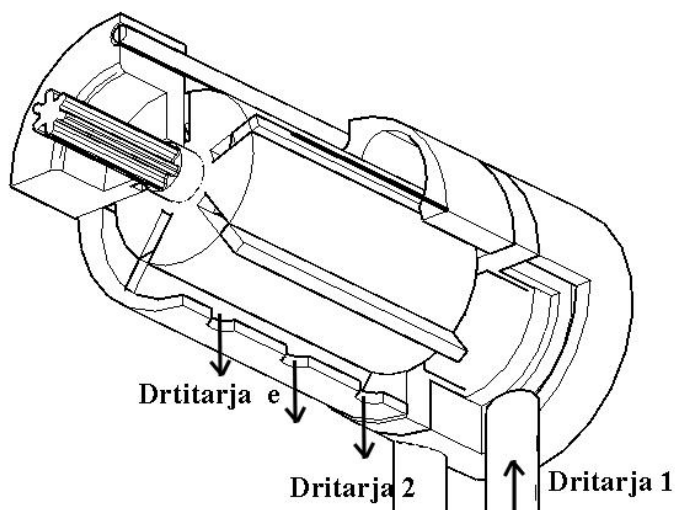


Fig. 2.9.6. Prerja tërthore e motorit pneumatik

2.9.1. Parimi i punës së motorëve me lopata

Në figurën (2.9.5) tregohet ndërtimi i një motori pneumatik reversibël me lopata; rotorin e montuar në mënyrë ekscentrike në lidhje me statorin cilindrik mundëson krijimin e dhomave që vijnë duke u zmadhuar nëse ndjekim një sens rrotullimi. Lopatat e vendosura përgjatë rrotorit janë montuar në mënyrë që të mund të lëvizin në kanalet përkatëse duke shkurtuar ose zgjatur gjatësinë e tyre radiale. Sustat, ose presioni pneumatik, bën që ato të ngjeshen pas mureve të statorit në momentin e fillimit të punës. Gjatë punës është forca centrifugale ajo që i mban lopatat të ngjeshura pas murit të statorit, duke garantuar hermeticitetin e nevojshëm. Lopatat e ndajnë hapësirën e brendshme të statorit në dhoma, secila prej tyre ka madhësi të ndryshme. Të gjitha pjesët e motorit pneumatik janë të ndërtuara me çelik përveç lopatave për të cilat përdoren materiale jometalike, si resinë e përforcuar me fibra me densitet të ulët; shpesh për funksione më specifike, përdoren materiale të përforcuara me karbon. Shpejtësia e lopatave, referuar kanalit në rotorin ku montohen, arrin nga 24÷30 m/s.

Ajri me presion futet në dritaren 1 dhe kalon sipas drejtimit të shigjetes në dhomën brenda statorit, një pjesë e vogël e tij zbret në kanalet e lopatave të rotorit duke krijuar një forcë ngritëse mbi lopatat të cilat ngjeshen pas mureve të statorit, duke krijuar një hermetizim të mirë. Ajri me presion, që vepron mbi sipërfaqen anësore të lopatës, krijon një forcë shtytëse duke e rrotulluar rotorin; gjatë rrotullimit gjatësia e lopatës rritet duke rritur sipërfaqen e kontaktit me ajrin nën presion tashmë në zgjerim. Më pas ajri kalon nëpërmjet dritareve që ndodhen në trupin e statorit dhe përfundon në dalje tek shuarsi i zhurmave. Ndërrimi i dritareve (1) dhe (2), bën të mundur rrotullimin invers të motorit.

2.9.2. Modeli matematik

Për ndërtimin e modelit matematik të motorit pneumatik me lopata, do t'i referohemi sistemit të ekuacioneve të përbëra nga: ekuacionet që përshkruajnë gjeometrinë, ekuacionet që shprehin momentin rrotullues të rotorit, dhe ekuacionet që përshkruajnë prurjen në masë të fluidit që kalon në motor.

2.9.3. Ekuacionet që përshkruajnë gjeometrinë

Për të llogaritur vëllimin gjeometrik të dhomave motorike, do i referohemi skemave në figurën 2.9.7 dhe 2.9.9.

Këndi midis lopatave jepet nga relacioni:

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} \quad (2.108)$$

ku z është numri i lopatave i cili zakonisht është nga 3 në 8.

Ekscetriciteti (ex) gjëndet si diferencë e rrezes së brendshme të cilindrit dhe rrezes së rotorit.

$$ex = R_S - R_R \quad (2.109)$$

këndi i rotorit β është në funksion të këndit të statorit α .

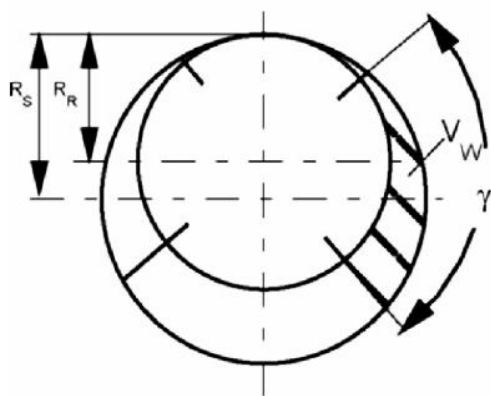


Fig . 2.9.7. Përcaktimi i këndit midis lopatave (γ)

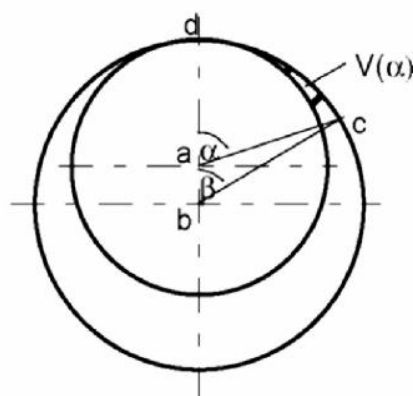


Fig. 2.9.9. Përcaktimi i këndit të rotorit (α) dhe këndit të statorit (β)

$$\beta = \alpha - \arcsin\left(\frac{ex \cdot \sin(\alpha)}{R_s}\right) \quad (2.110)$$

Vëllimi gjeometrik i dhomave midis lopatave nga pika d në pikën c, [Shiko figurën 2.9.9] jepet nga:

$$V_\alpha = \frac{L}{2} (R_s^2 \cdot \beta - R_r^2 \cdot \alpha - ex \cdot R_s \cdot \sin(\beta)) \quad (2.111)$$

Vëllimi gjeometrik i dhomës së punës V_w , vëllimi midis dy lopatave jepet nga:

$$V_w = \begin{cases} V_\alpha & \text{për } 0 < \alpha \leq \gamma \\ V_\alpha - V_{\alpha-\gamma} & \text{për } \gamma < \alpha \leq 2\pi \\ V_{2\pi} - V_{\alpha-\gamma} & \text{për } 2\pi < \alpha \leq 2\pi + \gamma \end{cases} \quad (2.112)$$

Ekuacioni (2.112) mund të përdoret për të llogaritur vëllimin e vdekur V_d , vëllimin e mbushjes V_{mbu} dhe vëllimin e zgjerimit V_{zgje} , nëse janë të disponueshme të dhënat gjeometrike, shih Fig. (2.9.10). Raporti midis vëllimit të zgjerimit dhe mbushjes përcakton deri në çfarë mase energjia e brendshme e ajrit është përdorur, dhe është quajtur raporti i zgjerimit ε , dhe jepet nga:

$$\varepsilon = \frac{V_{zgje}}{V_{mbu}} \quad (2.113)$$

Nëse përdoret një raport i lartë zgjerimi, atëherë fuqia e motorit rritet, por mund të ndodhë, që temperatura e ajrit në pajisjet furnizuese të ulet aq shumë sa të sjellë ngrirjen e ujit që ndodhet në ajër duke bllokuar motorin. Vlera maksimale e zgjerimit për një punë të sigurt nuk duhet të kalojë 20 % (Hehn 1995:224).

Vëllimi i zhvendosjes nominale jepet nga:

$$V_{zhve,nom} = V_{mbu} \cdot z \quad (2.114)$$

2.9.4. Momenti rrotullues i motorit ideal

Për të ndërtuar modelin matematik të momentit rrotullues, kemi studiuar proceset termodinamike. Ato përfshijnë ekuacionet për llogaritjen e punës, derivatet e të cilave në lidhje me kohën do na japin modelin e fuqisë dhe të momentit rrotullues të motorit.

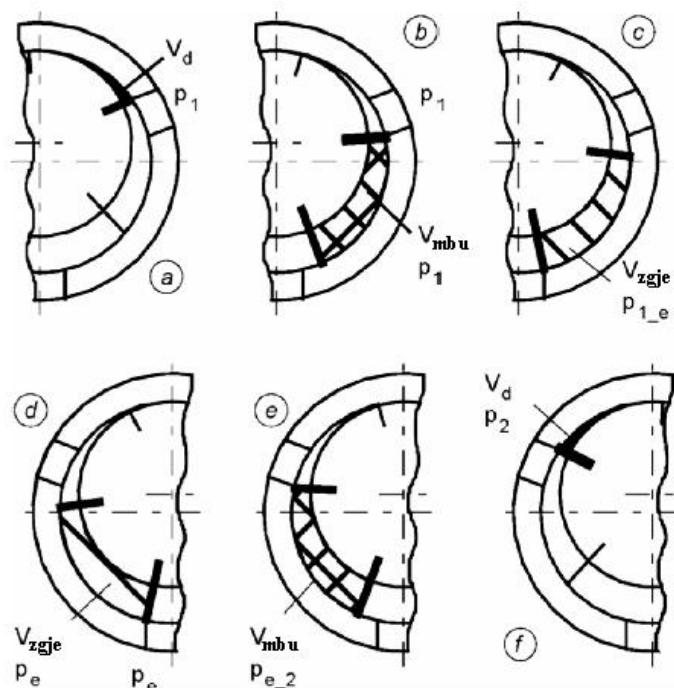


Fig. 2.9.10. Vëllimi i punës midis dy lopatave në funksion të këndit të rrotullimit

Figura (2.9.10) tregon vëllimin midis lopatave në funksion të këndit të rrotullimit, Figura (2.9.11) jep diagramën P-V përkatëse (duke supozuar sensin orar të rrotullimit të rotorit). (a) është gjendja e fillimit të rrotullimit, kur lopata krijon hapësirën dhe ajri mbush vëllimin e vdekur. Në gjendjen (b) hapësira është e mbushur plotësisht me ajër me presion p_1 . Ndërsa rotorin kthehet në c, vëllimi i dhomës rritet. Ky proces supozohet të jetë politropik dhe presioni i ajrit mund të llogaritet nga:

$$p_{1-e} = p_1 \left(\frac{V_{zgje}}{V_{mbu}} \right)^n = p_1 \epsilon^n \quad (2.115)$$

ku (n) është treguesi politropik, i cili merr vlera $1 \leq n \leq k$ ku $k = 1.4$ për ajrin.

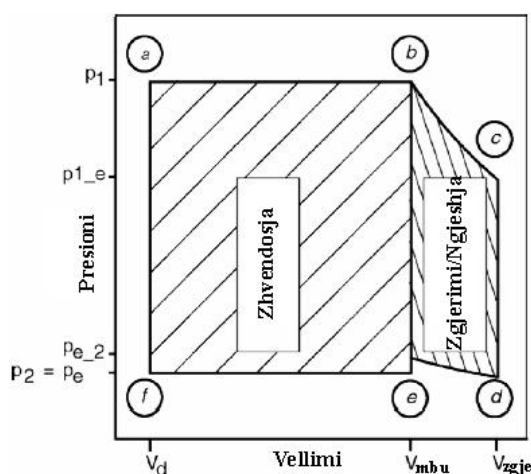


Fig. 2.9.11. Diagrama P-V e procesit në një nga dhomat e motorit

Në përgjithësi përdoret vlera e $n = 1.3$ (Daser 1969; Sbahi 1992). Kur lopata hap rrugën e shkarkimit, presioni i ajrit bie dhe arrin në vlera afërsisht sa (p_e). Ky është presioni në gjendjen (d), pasi lopata të ketë mbyllur kalimin fillon zvogëlimi i dhomës. Ajri ngjeshet deri në pikën (e), ku lopata hap rrugën e kalimit dhe shkarkon pjesën më të madhe të ajrit në portën e dytë të punës. Një sasi e ajrit mbetet, gjendja (f). Ngjeshja nga (d) në (e) shpesh neglizhohet (p.sh. Hannson 1975; Barth 1978).

Puna e përfutur nga i gjithë procesi llogaritet si shumë e punës së zgjerimit, zhvendosjes dhe punës së ngjeshjes. Duke supozuar një proces politropik dhe një gaz ideal, puna jepet nga:

$$W = W_{zgje} + W_{zhvend} + W_{ngje} \quad (2.116)$$

$$W_{zgje} = - \int_c^b p dV = \frac{p_1 V_{mbu}}{n-1} (\varepsilon^{1-n} - 1) \quad (2.117)$$

$$W_{zhvend} = - \int p dV = (p_1 - p_2)(V_{mbu} - V_d) \quad (2.118)$$

$$W_{ngje} = - \int_e^d p dV = \frac{p_2 V_{zgje}}{n-1} (\varepsilon^{n-1} - 1) \quad (2.119)$$

Fuqia P e motorit mund të llogaritet duke derivuar punën W në lidhje me kohën. Modeli matematik i momentit rrotullues T në boshtin e motorit jepet nga:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{1}{\omega} \frac{dW}{dt} \quad (2.120)$$

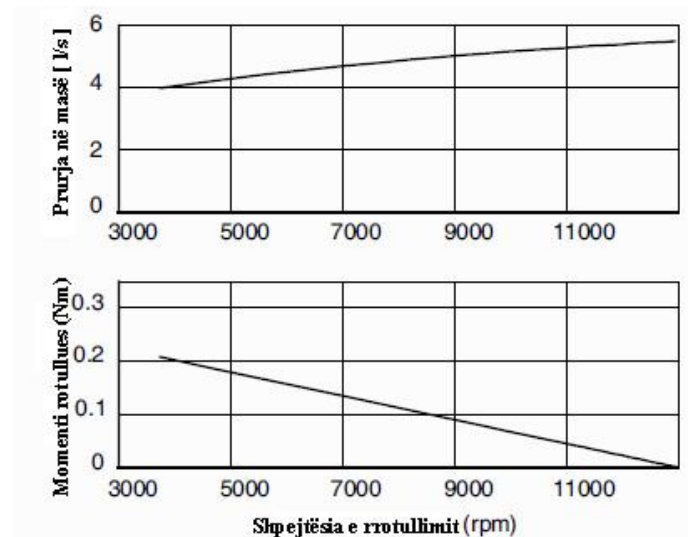


Fig. 2.9.12. Karakteristika e prurjes në masë dhe momentit rrotullues në lidhje me shpejtësinë e rrotullimit për presion pune 6.3 bar

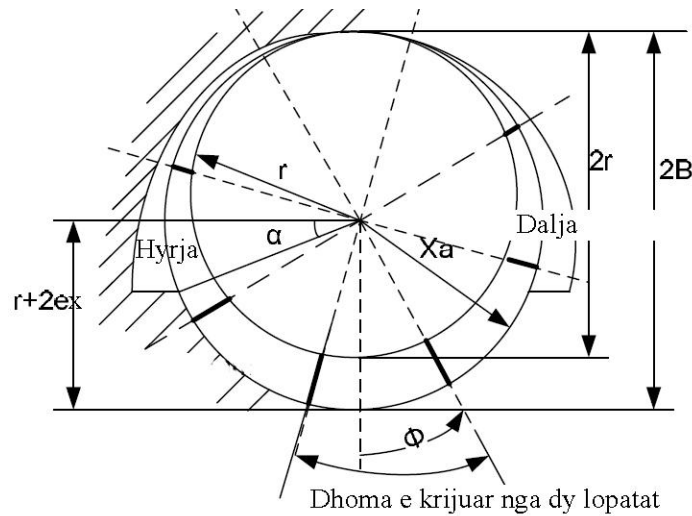


Fig. 2.9.13. Rrezja punuese e lopatës

Rrezja punuese e lopatës, referuar figurës (2.9.13), mund të llogaritet nga relacioni:

$$X_a = ex \cdot \cos\phi + \sqrt{B^2 - ex^2 \cdot \sin^2\phi} \quad (2.121)$$

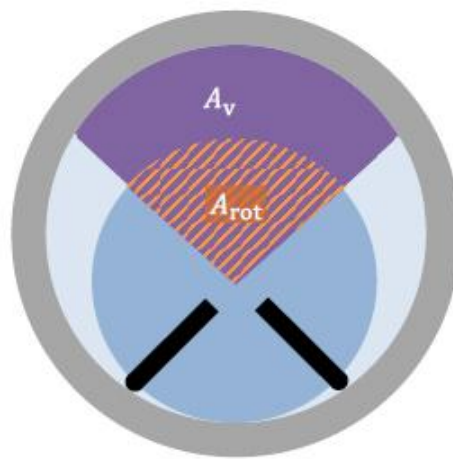


Fig. 2.9.14. Sipërfaqja midis dy lopatave

Sipërfaqja A_v midis dy lopatave, e cila tregohet me ngjyrë lejla në figurën (2.9.14), llogaritet nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$A_v = \frac{1}{2} \cdot \int_{\phi_1}^{\phi_2} X_a(\phi) d\phi \quad (2.122)$$

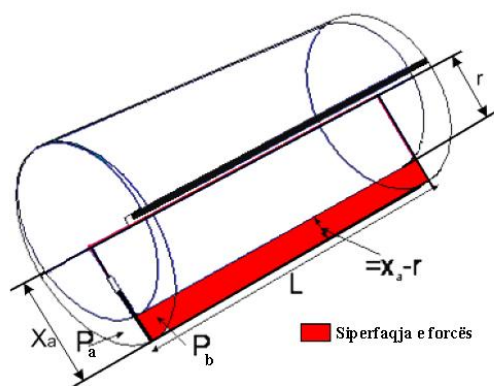


Fig. 2.9.15. Sipërfaqja e lopatës ku krijohet forca rrotulluese

Referuar figurës (2.9.15), momenti rrotullues do përshkruhet nga relacioni:

$$M = (p_a - p_b) \cdot (x_a^2 - r^2) \frac{L}{2} \quad (2.123)$$

2.9.5. Prurja në masë

Përpara se ajri të hyjë në dhomën midis lopatave, duhet të rrjedhë përgjatë kanaleve të ngushta, rezistenca e të cilave nuk mund të llogaritet lehtësisht në mënyrë analitike. Ka gjithashtu rrjedhje të konsiderueshme në hapësirën midis rotorit dhe statorit. Kjo mund të shihet në Fig.(2.9.12), ku tregohet varësia e prurjes në masë nga shpejtësia e rrotullimit.

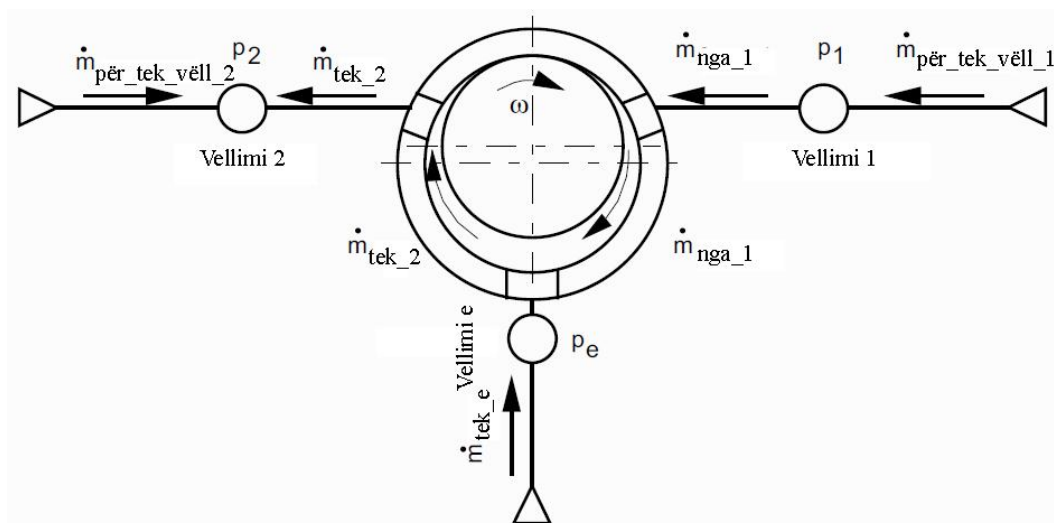


Fig. 2.9.16. Prurja në masë në motorin ideal

Referuar figurës (2.9.16) prurjen në masë do ta shprehim nëpërmjet ekuacionit:

$$\dot{m}_1 = -\dot{m}_{nga_1} + \dot{m}_{per_tek_vëll_1} \quad (2.124)$$

Dhe ekuacionit të gjendjes së gazit ideal:

$$p_1 = \frac{m_1 \cdot R \cdot T_0}{V_{ell_1}} \quad (2.125)$$

Prurja në masë $\dot{m}_{per_tek_vëll_1}$ varet nga presioni në portën 1. Prurja në masë, që kalon nëpër motor, mund të llogaritet nga vëllimi i dhomës dhe presioni p_1 . Duke supozuar rrotullimin në drejtim të akrepave të orës, $\omega > 0$, prurja në masë nga hyrja 1 e statorit në hyrjen e, $\dot{m}_{nga_1}$, jepet nga:

$$\dot{m}_{nga_1} = \frac{p_1 \cdot \omega \cdot V_{zhve,nom}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T_0} \quad (2.126)$$

Për prurjen në masë $\dot{m}_{tek_2}$, shkruajmë:

$$\dot{m}_{tek_2} = \frac{p_e \cdot \omega \cdot V_{zhve,nom}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T_0} \quad (2.127)$$

Prurja në masë $\dot{m}_{tek_e}$ mund të llogaritet nga reacioni:

$$\dot{m}_{tek_2} + \dot{m}_{tek_e} = \dot{m}_{nga_1} \quad (2.128)$$

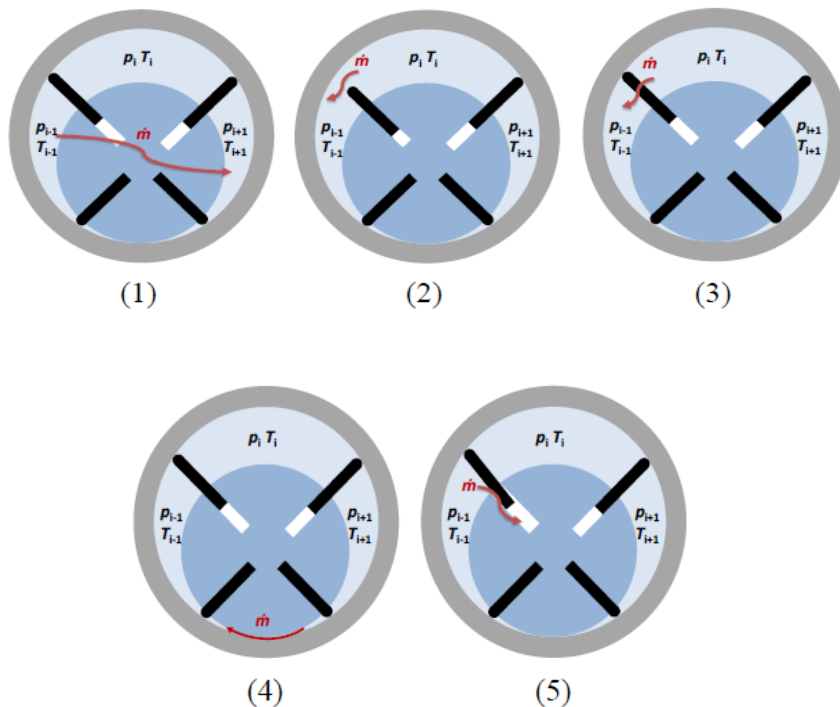


Fig. 2.9.17. Rrugët e kalimit të rrjedhjeve të brendshme në motorin pneumatik

Modeli matematik i motorit ideal nuk merr parasysh disa dukuri të rëndësishme, si rrjedhjen midis lopatave dhe statorit, inercinë e sistemit dhe fërkimin mekanik. Prandaj referuar figurës (2.9.18) janë shtuar skematikisht disa diza që përfaqsojnë kalimin e fluidit në ngushticën midis statorit dhe lopatave, si dhe vendet ku ekzistojnë rrjedhjet. Për të gjetur vlerat parametrike për dizat dhe fërkimin mekanik, mund të përdoret një diagramë numerike e realizuar nga Beater ne vitin 2004.

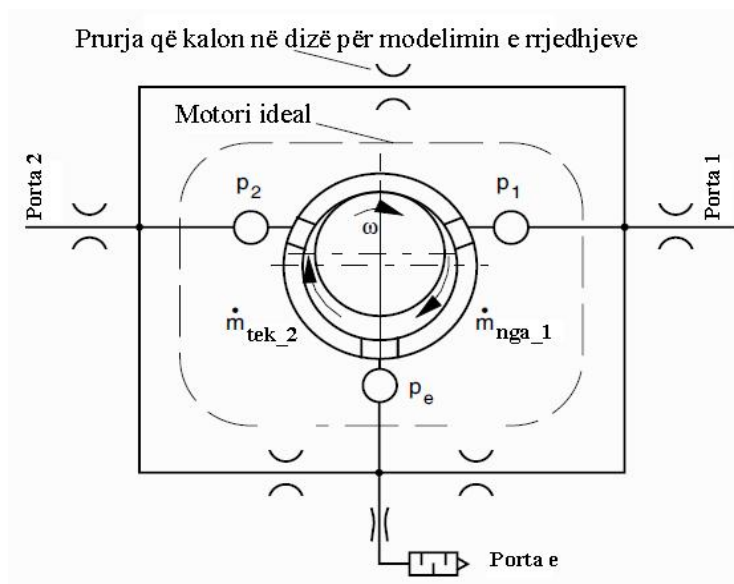


Fig. 2.9.18. Modeli që mer parasysh rrjedhjet e brendshme të fluidit

Prurja në masë e rrjedhjeve midis lopatave dhe statorit, figura (2.9.17) (rasti 2 dhe 3), duke e konsideruar si një dizë e vetme, me gjatësi konstante 0.1 mm, do përshkruhej nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$\dot{m}_{rrjedh} = 0.1mm \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 p_2 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (2.129)$$

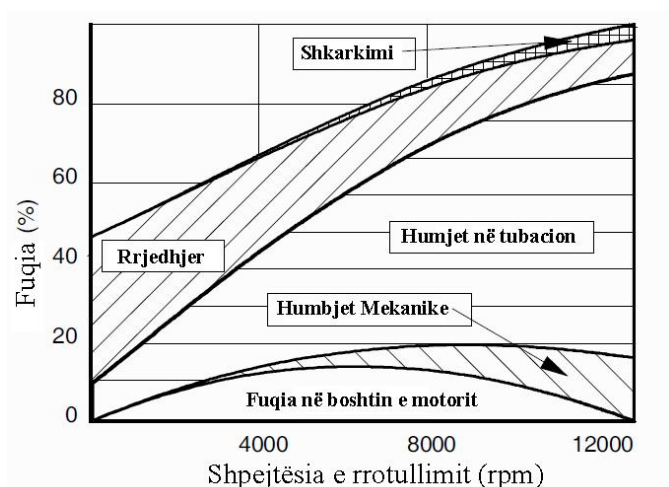


Fig. 2.9.19. Fuqia në boshtin e motorit dhe humbjet në funksion të shpejtësisë së rrotullimit

KAPITULLI III

SIMULIMET KOMPJUTERIKE

3.1. Gjuha e programimit LabView

Për ndërtimin e modeleve virtuale kemi përdorur programin LabView. Ndërtimi i modeleve virtuale në të, bazohet në gjuhët e programimit grafik të tipit G (Grafike). Një nga përparsitë e kësaj gjuhe programimi është se në dallim nga gjuhët e tjera të programimit ekzekutimi i blloqeve të instruksioneve bëhet në mënyrë paralele ndërkohë që në gjuhët e tjera ekzekutimi bëhet rresht pas rreshti, gjë që çon në një ekzekutim të shpejtë të programeve të ndërtuara me LabView.

LabView ofron gjithashtu edhe mundësinë që nëpërmjet hardwareve të posacëm të mund të marrim sinjalin nga sensorët dhe ta përpunojmë atë. E kemi përdorur këtë fakt për kryerjen e matjeve eksperimentale të nevojshme për vlerësimin e vërtetësisë së modeleve Matematike dhe Virtuale të ndërtuar.

Ambienti i punës në LabView përbëhet nga dy ndërfaqe. 1) Bllok Diagrama ambienti ku zhvillohet programimi duke përdorur gjuhën e programimit G, dhe 2) ndërfaqja e përdoruesit ose Front Paneli.

3.1.1 Historiku i LabView

LabView u krijua në fillim të viteve 1970 nga James Truchard, Jeff Kodosky dhe Bill Nowlin, të cilët punonin në Universitetin e Teksasit, Austin. Ata po punonin për një projekt të Marinës së SHBA-ve dhe kuptuan se metodat e mbledhjes së të dhënave që po përdornin ishin jo shumë efikase, duke rritur kohën e nevojshme për të përfunduar projektin. Kështu, ata vendosën të krijojnë një produkt për të lehtësuar ngarkesën e tyre të punës dhe kështu, lindi LabView. Ishte viti 1976 dhe faktet dëshmojnë se një prej emrave më të mëdhenj në industrinë e elektronikës dhe automatizimit filloi në një garazh.

3.2. Modelet Virtuale

3.2.1. Modelimi i prurjes në LabView

Në figurën 3.2.1 jepet grafiku i varësisë së koeficientit të prurjes nga raporti i presionit në dalje p_2 me presionin në hyrje p_1 , i përfutur nga simulimi kompjuterik, referuar modelit matematik që përshkruam në kapitullin 2.2. Sikurse duket nga grafiku, me zmadhimin e vlerës së raportit të presioneve drejt vlerës 1, koeficienti i prurjes merr vlera shumë të ulta. Këtë e konfirmon edhe grafiku i prezantuar në figurën 3.2.1.1 marrë nga literatura.

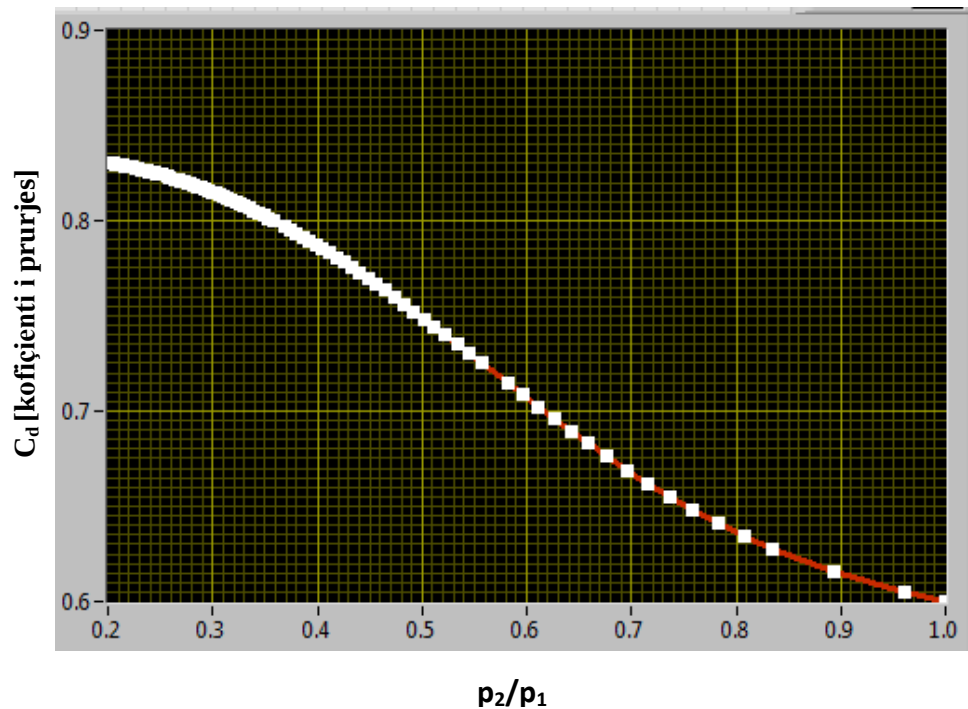


Fig. 3.2.1. Varësia e koeficientit të prurjes C_d nga raporti p_2/p_1 , diametri i ngushtimit $d=0.002$ m, përfutur nga simulimi kompjuterik

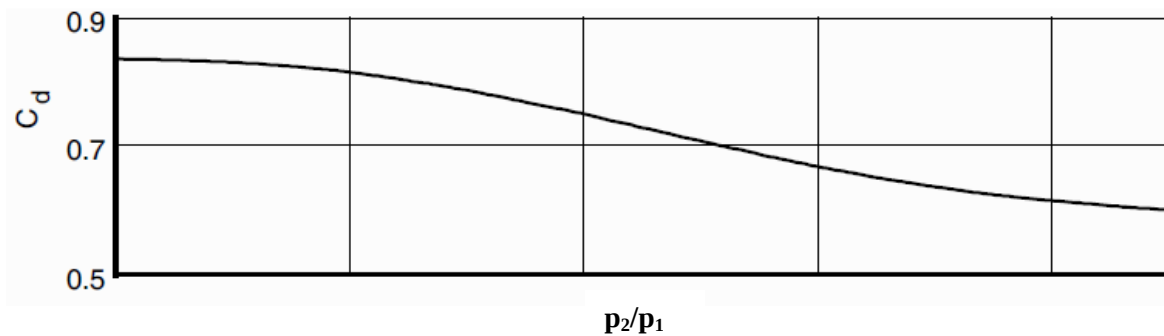


Fig. 3.2.1.1. Varësia e koeficientit të prurjes C_d nga raporti p_2/p_1 . [4]

Në figurën 3.2.2 tregohet varësia e prurjes në masë nga raporti i presioneve p_2/p_1 përfutur nga simulimi kompjuterik në LabView. Sikurse duket edhe nga grafiku, me rritjen e vlerës së raportit të presioneve, prurja në masë shkon drejt zeros. Këtë e konfirmon edhe grafiku i marrë nga literatura, treguar ne figurën 3.2.2.1.

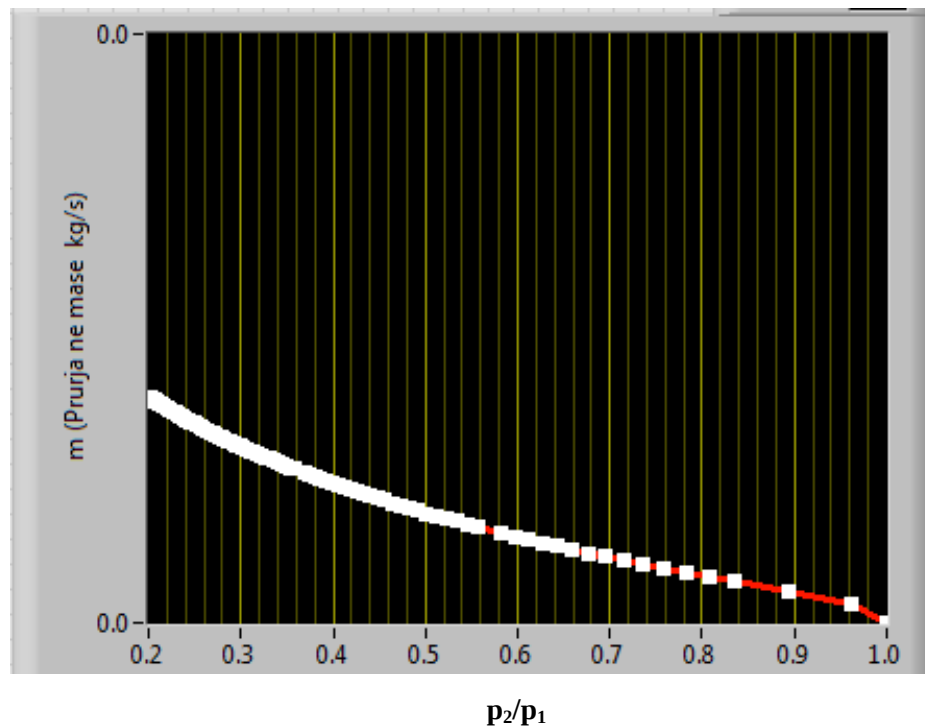


Fig. 3.2.2. Grafiku varësisë së prurjes në masë që kalon në valvul në varësi të raportit p_2/p_1 përftuar nga simulimi kompjuterik

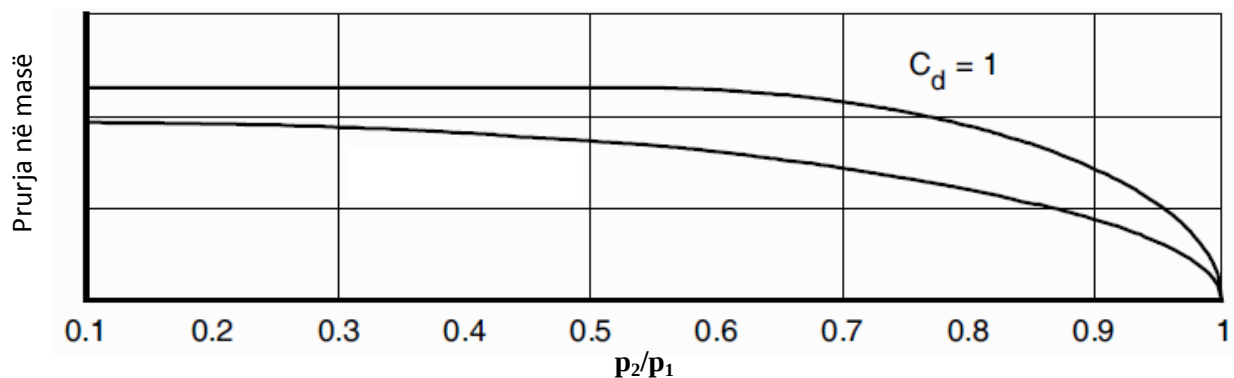


Fig. 3.2.2.1 Grafiku i varësisë së prurjes në masë që kalon në valvul në varësi të raportit p_2/p_1 . [4]

Për realizimin e simulimeve të më sipërme, kemi ndërtuar një program në LabView, ndërfaqja grafike e së cilës tregohet në figurën 3.2.3, paraqitur më poshtë. Bllok diagrama ku, është vendosur edhe modeli matematik, tregohet në figurën 3.2.4.

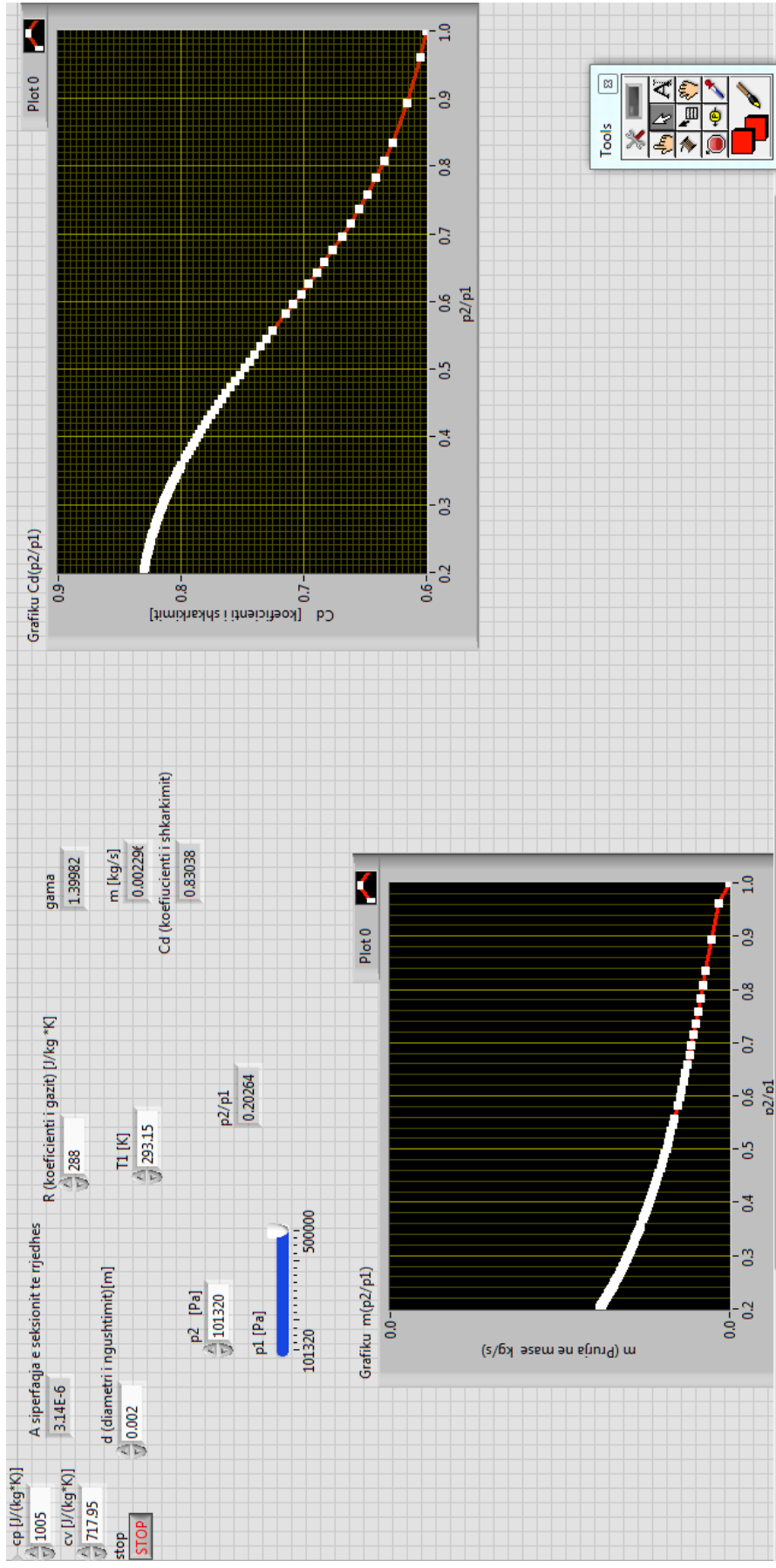


Fig. 3.2.3. Ndërfaqja grafike e programit të ndërtuar për simulim

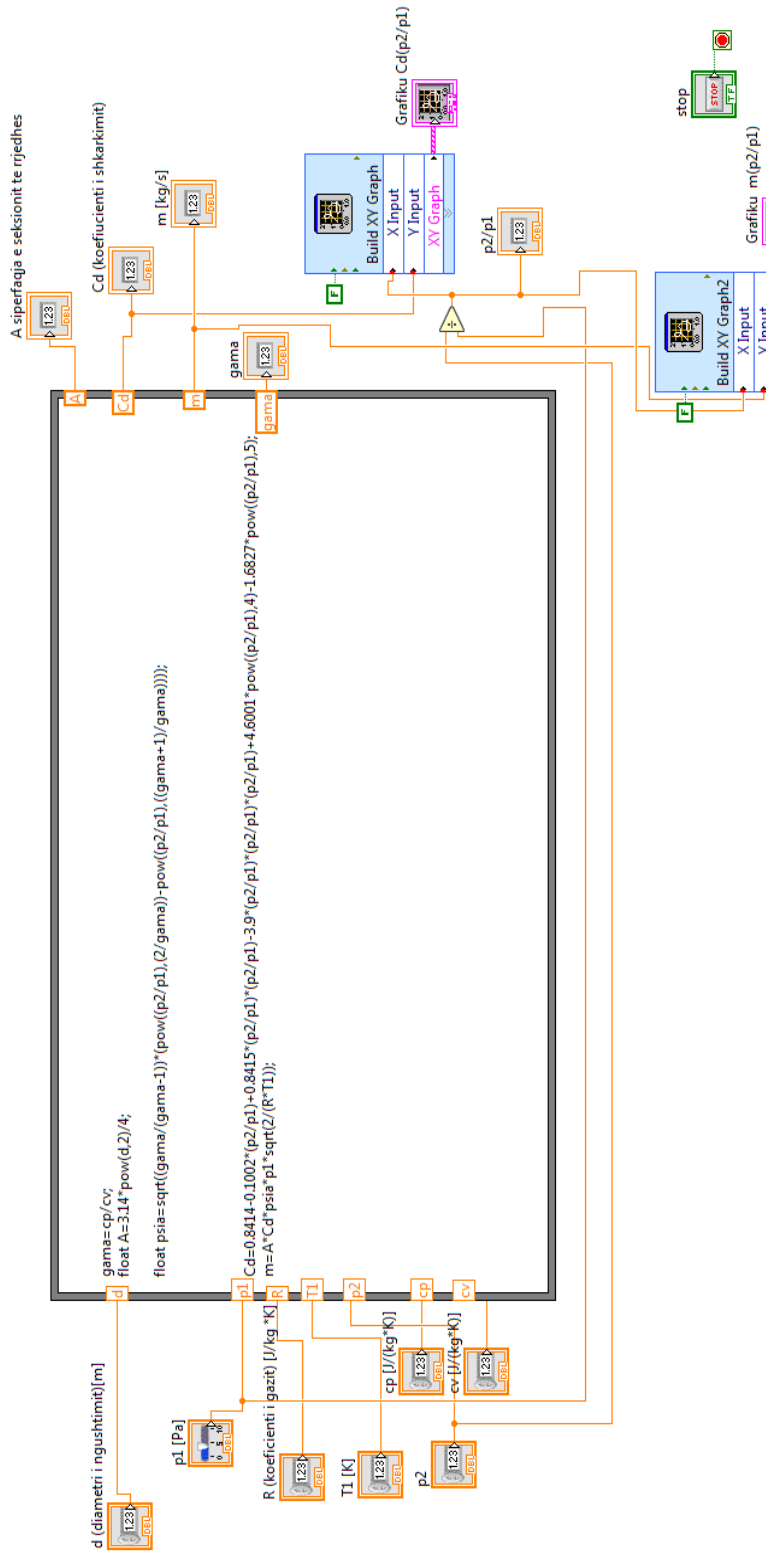
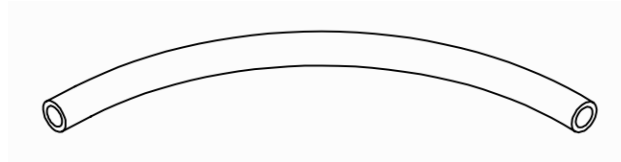


Fig. 3.2.4. Bllok diagramë e programit të ndërtuar

Simulimet janë kryer referuar parametreve të valvulës së montuar në maketin eksperimental:

- D- diametri në hyrje të komponentit pneumatik 0.004m
- d- diametri i ngushtimit të komponentit pneumatik 0.002 m
- T_0 – temperatura e ambientit 2.93.15 °K
- P_0 - presioni atmosferik 101320 Pa

3.2.2. Modeli i rrjedhjes së ajrit në tubacion



Referuar modelit matematik të përshkruar në kapitullin 2.4, kemi ndërtuar programin në LabView me qëllim simulimin e karakteristikave të fluidit gjatë kalimit në tubacion. Duke dhënë sinjalin e komandimit të elektrovalvulës në varësi të kohës, step signal , referuar skemës së lidhjes së komponentëve sipas fig. 3.2.5, marrim karakteristikën e presionin në varësi të kohës në tub.

- Diametri i tubit $d=0.004\text{m}$
- Gjatësia e tubit $L=2\text{m}$

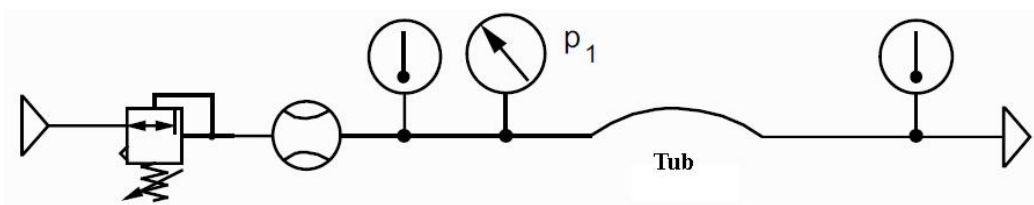


Fig. 3.2.5. Skema e lidhjeve për matjen eksperimentale të prurjes në fuksion të presionit dhe temperaturës

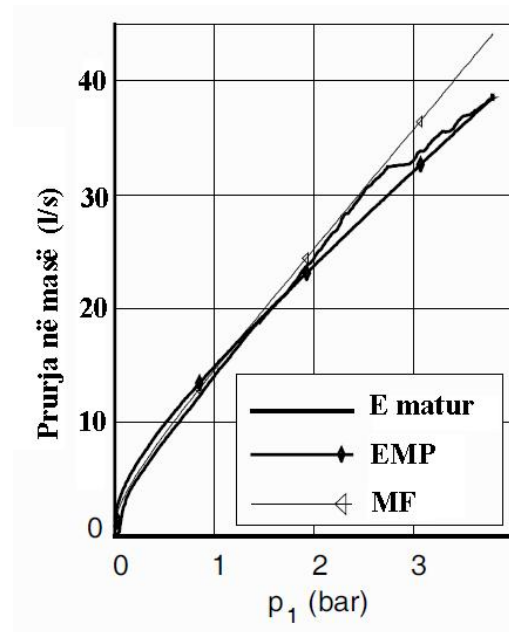


Fig. 3.2.6. Grafiku i prurjes në varësi të presionit për tubin me gjatësi 5 m dhe diametër 0.004m.[4]

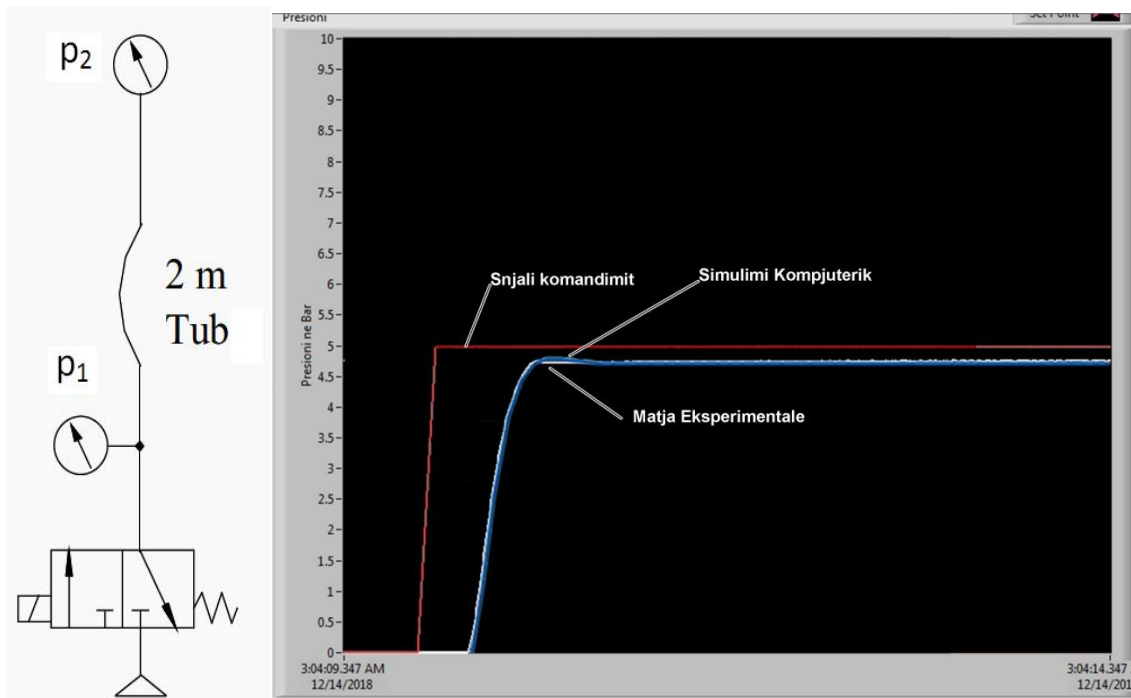


Fig. 3.2.7. Majtas skema e lidhjeve për matjen eksperimentale, djathtas mbivendosja e grafikut të simulimit me matjen eksperimentale

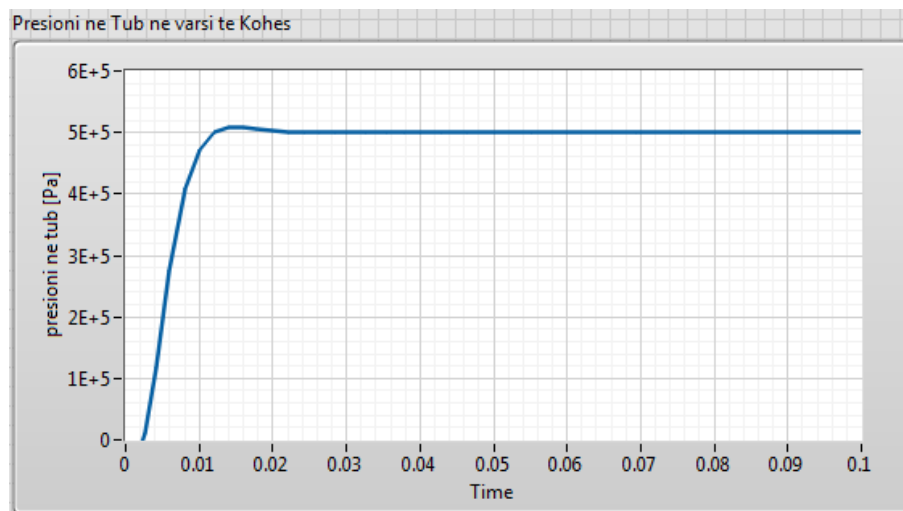


Fig. 3.2.8. Varësia e presionit nga koha përftuar nga simulimi numerik

Sikurse duket edhe nga figura 3.2.8, presioni në fillim të kohës së simulimit pëson një rritje në momentin fillestar, kjo për arsye të rezistencës, për shkak të fërkimeve të brendshme të ajrit që ndodhet në tub dhe momentit të inercisë së këtij të fundit.

Në figurën 3.2.7 ku kemi mbivendosur grafikun e përftuar nga matja eksperimentale, shohim një përputhje të kënaqëshme, e cila konfirmon vërtetësinë e modelit matematik të ndërtuar.

Modelimi matematik i sistemit pneumatik të fuqisë, simulimi kompjuterik, konfirmimi eksperimental dhe studimi i ndikimit të parametrave fizike të komponenteve në performancën e tyre

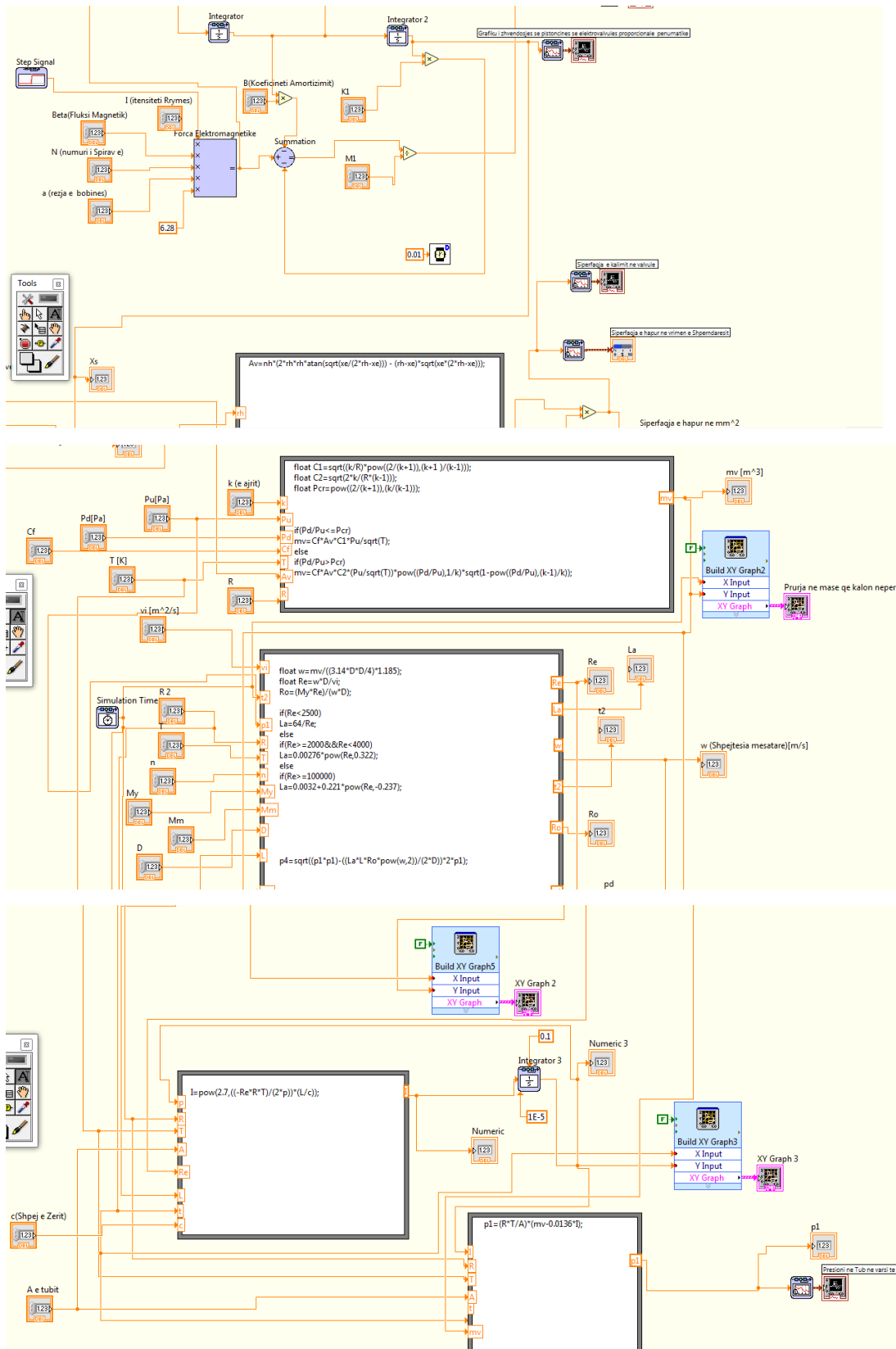


Fig. 3.2.9. Programi i ndërtuar në LabView

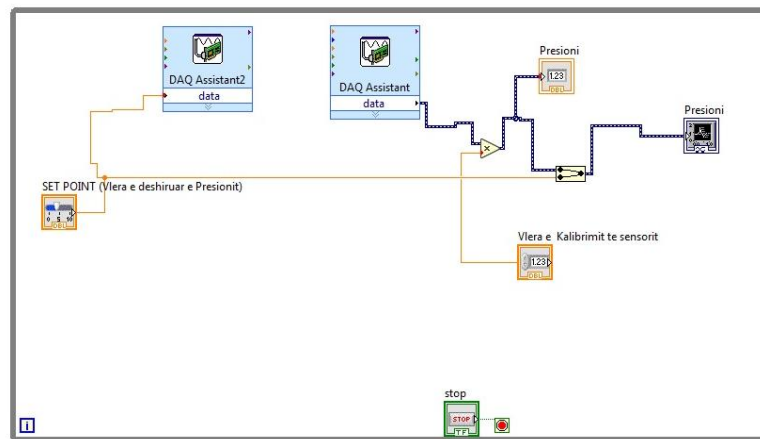


Fig. 3.2.10 Programi i ndërtuar në LabView për realizimin e matjeve eksperimentale të presionit

3.2.3. Modelimi i Rregullatorit të Prurjes

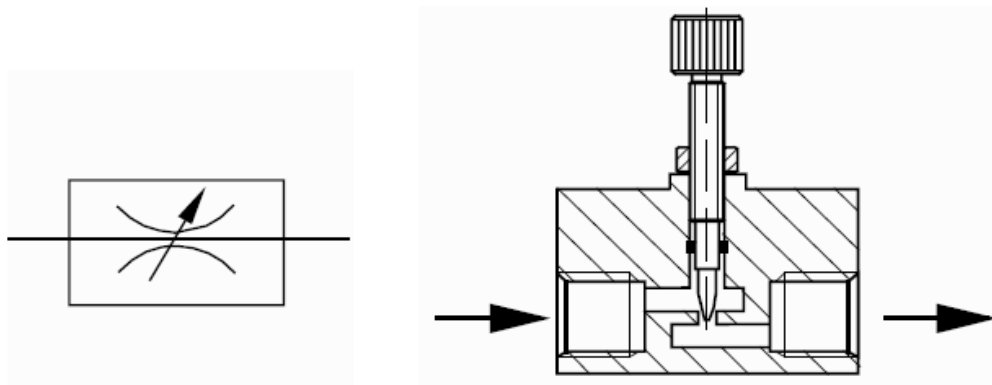


Fig. 3.2.11. Simboli dhe paraqitja skematike e rregullatorit të prurjes

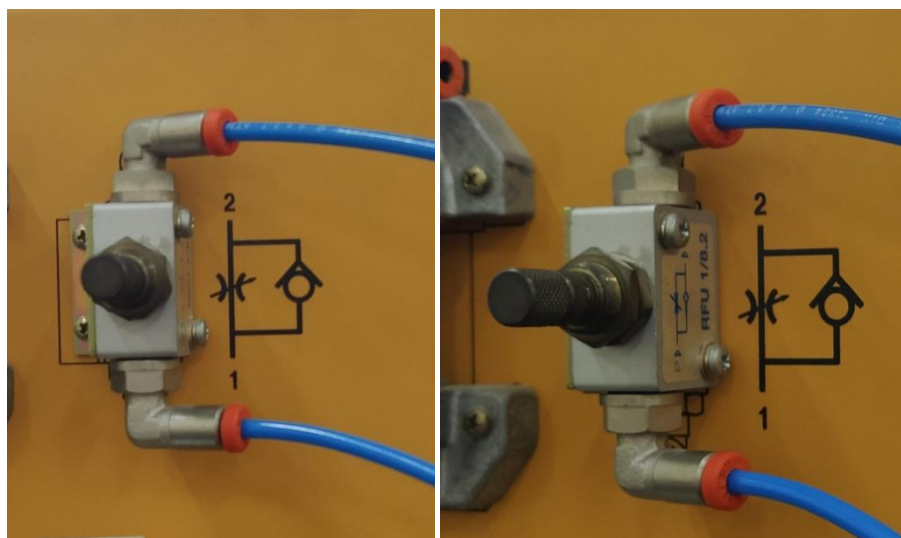


Fig. 3.2.12. Rregullatori i prurjes i montuar në modelin fizik

Referuar konstruksionit të valvulës së marrë në konsideratë kemi:

D - diametri i tubit lidhës 0.004m

d - diametri i seksionit të kalimit në valvul, në varësi të rrotullimeve të rregullatorit 0.002 m

c_v - koeficienti i nxehtësisë specifike për vëllim konstant 717.95 [J /kg*K].

c_p - koeficienti i nxehtësisë specifike për presion konstant 1005 [J /kg*K].

p_1 - presioni në hyrje 101320 -500 000 Pa.

p_2 - presioni në dalje të valvulës 101320 Pa.

ρ_{ref} - densiteti i ajrit 1.185 kg/m³.

Supozime:

- Kemi pranuar gaz ideal
- Koeficientët e nxehtësisë specifike c_v dhe c_p janë konstante
- Procesi është adiabatik, që do të thotë se nuk kemi shkëmbim të nxehtësisë me ambientin.
- Efektet gravitacionale i kemi neglizhuar.

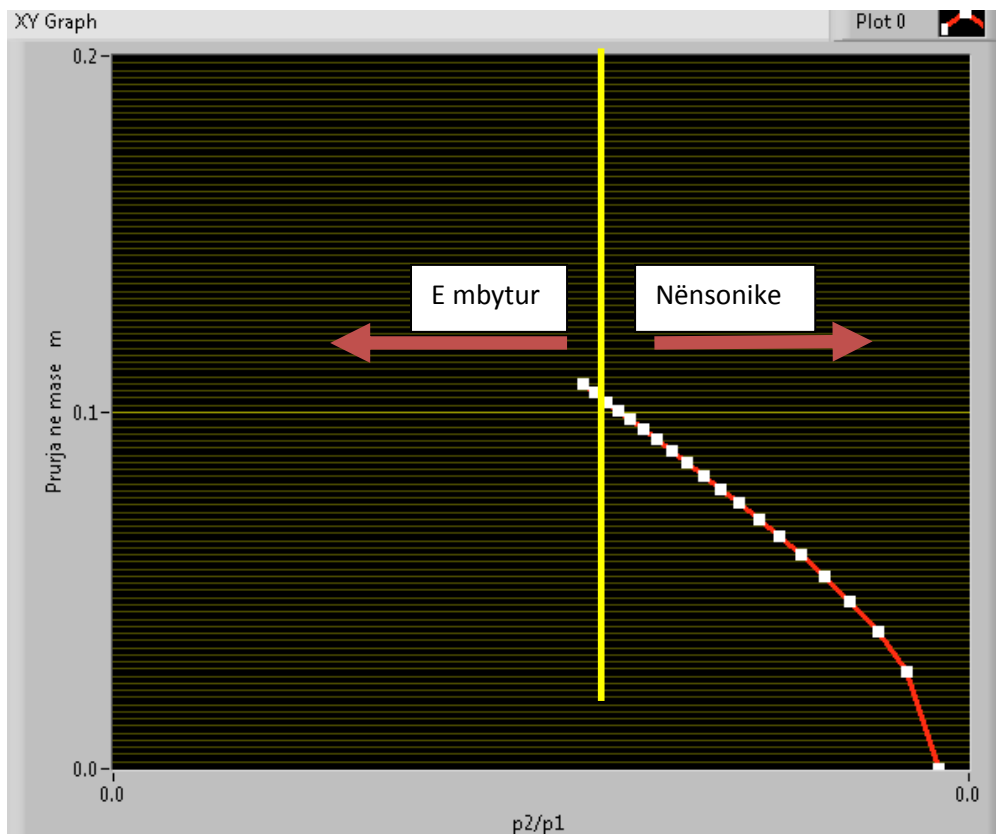


Fig. 3.2.13. Prurja në masë në varësi të raportit të presionit p_2/p_1 , përfutur nga simulimi kompjuterik në LabView

Figura 3.2.13 jep varësinë e prurjes në masë $\dot{m}$ në funksion të raportit të presioneve p_2/p_1 për një sasi fluidi që kalon në një valvul drejtuese, të përfutur nga simulimi kompjuterik në LabView, bazuar në modelin matematik të përshkruar në seksionin 2.6.

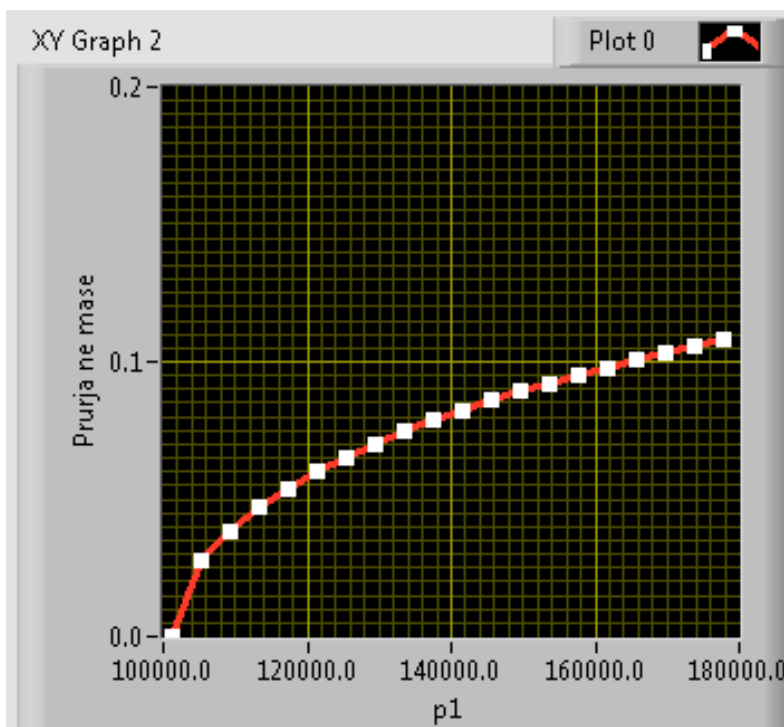


Fig. 3.2.14. Prurja në masë në varësi të presionit në hyrje p_1 , përfutur nga simulimi kompjuterik

Në figurën 3.2.14 është paraqitur varësia e prurjes në masë nga presioni në hyrje, përfutur nga simulimi kompjuterik në LabView, bazuar në modelin matematik të përshkruar në seksionin 2.6 të kapitullit II. Kjo varësi konfirmohet edhe nga figura 3.2.14.1, paraqitur më poshtë, referuar literaturës[4].

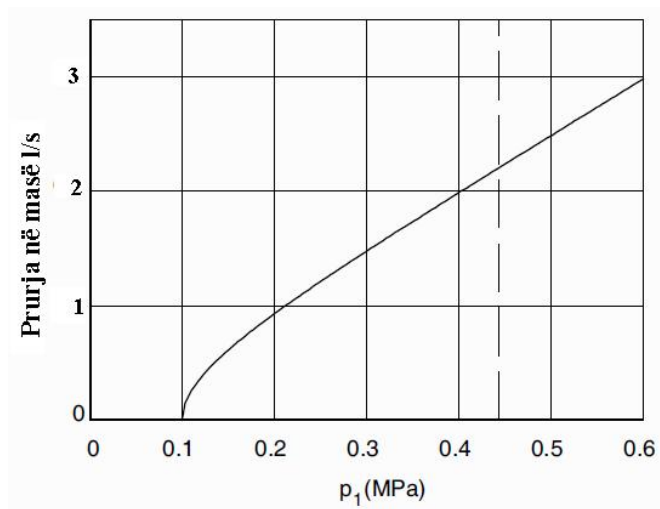


Fig. 3.2.14.1. Prurja në masë në varësi të presionit në hyrje p_1 , referuar literaturës.[4]

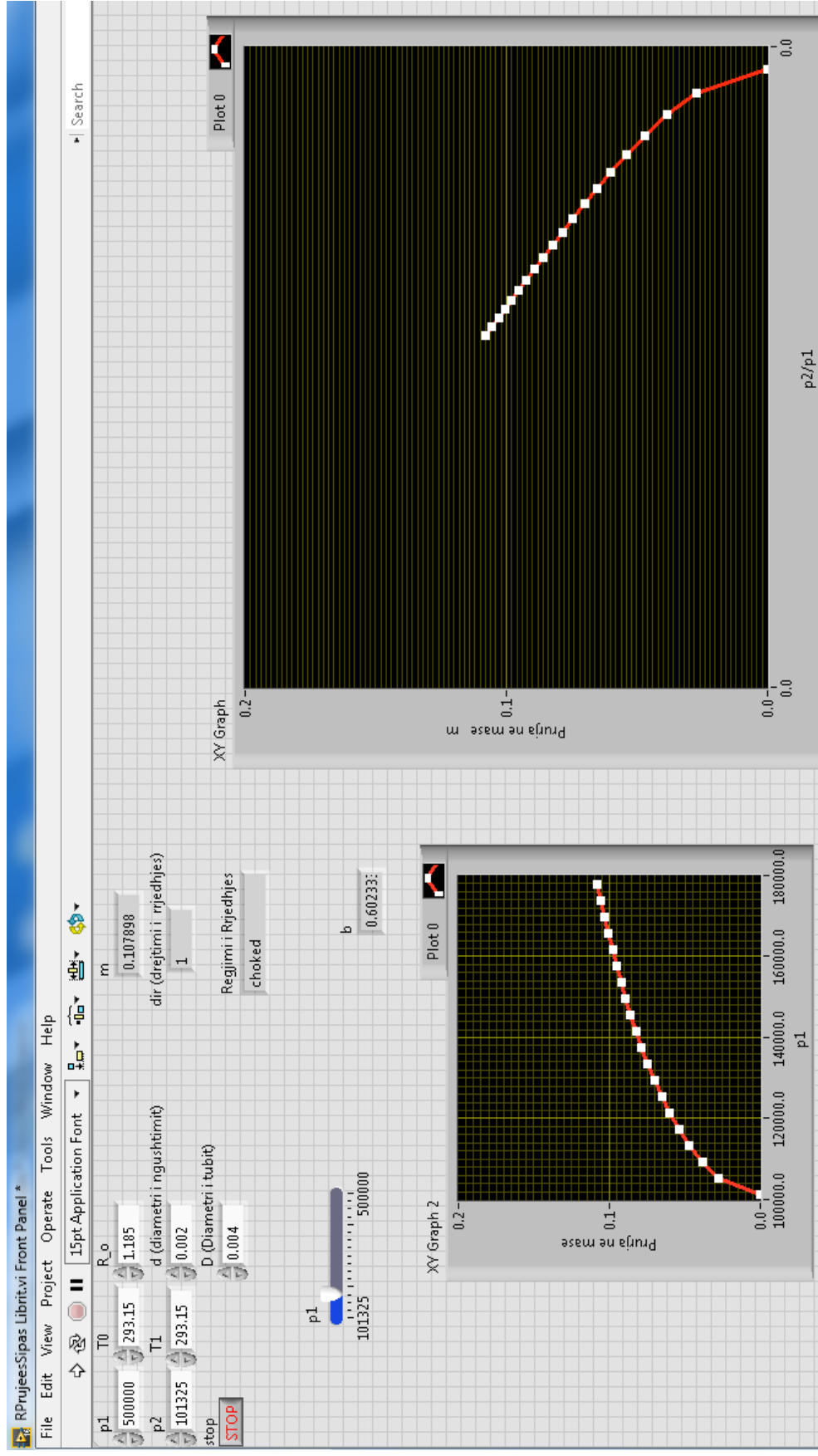


Fig. 3.2.15. Programi i ndërtuar në LabView, ndërfaqja grafike

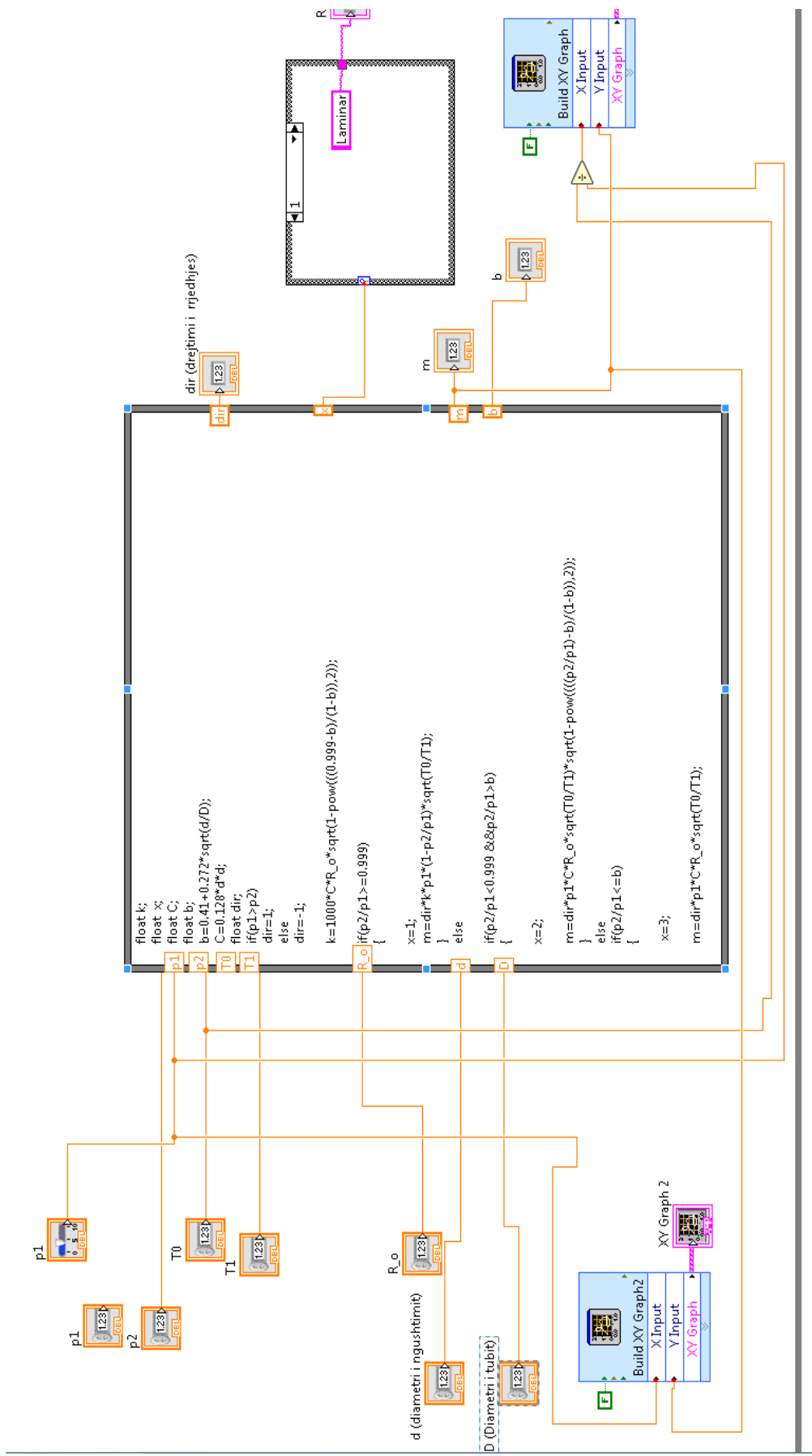


Fig. 3.2.16. Bllok diagrama e programit, e ndërtuar në LabView

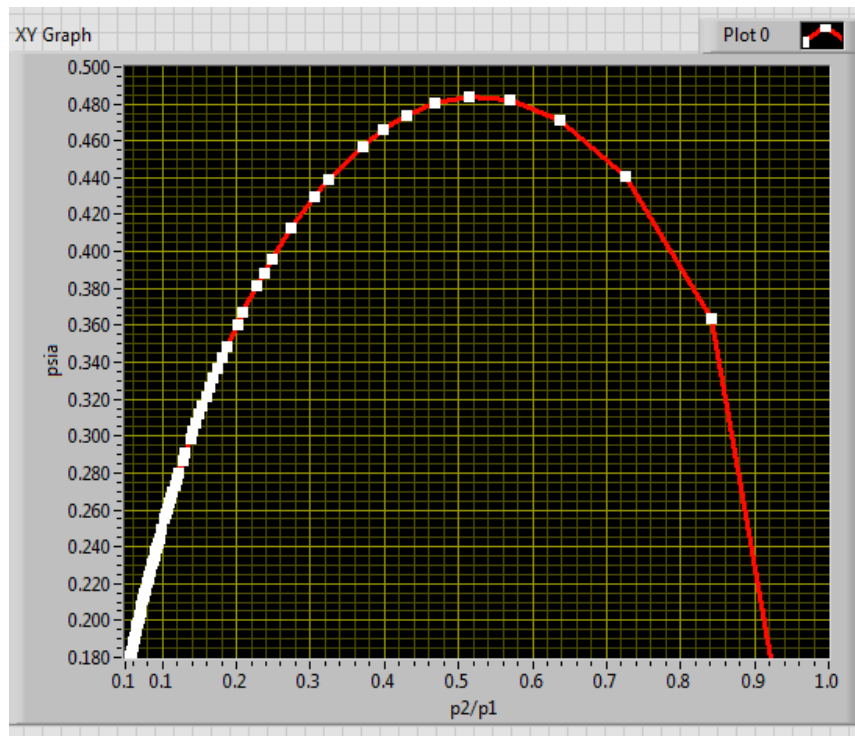


Fig. 3.2.17. Varësia e funksionit të prurjes ψ nga raporti p_2/p_1 , përftuar nga simulimi kompjuterik për $p_2 \leq p_1$

Figura 3.2.17 paraqet varesinë e ψ nga raporti i presioneve, përftuar nga simulimi kompjuterik në LabView, referuar modelit matematik të shtjelluar në seksionin 2.6.2. Vlera maksimale e prurjes përftohet për raportin $\frac{p_2}{p_1} = 0.528$, gjë që konfirmohet edhe nga figura 3.2.18 referuar literatures [4].

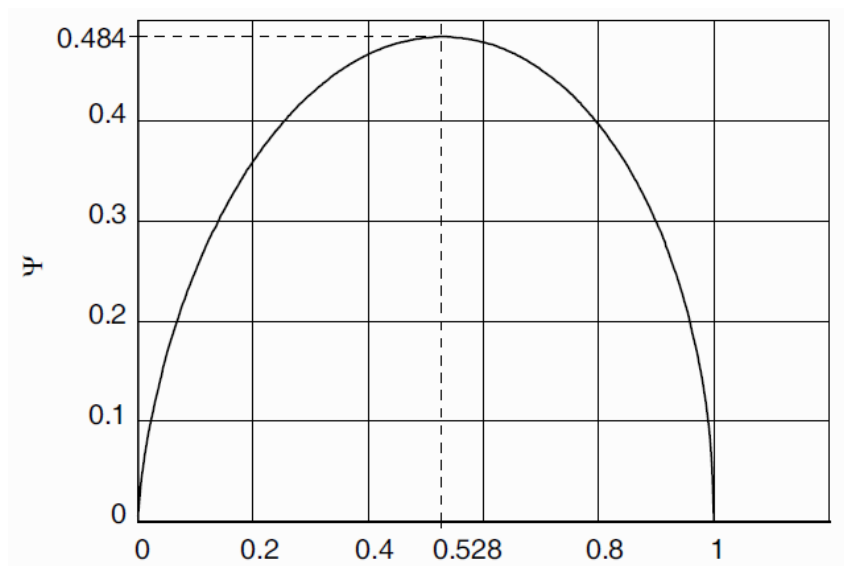


Fig. 3.2.18. Varësia e funksionit të prurjes ψ nga raporti p_2/p_1 , referuar literaturës.[4]

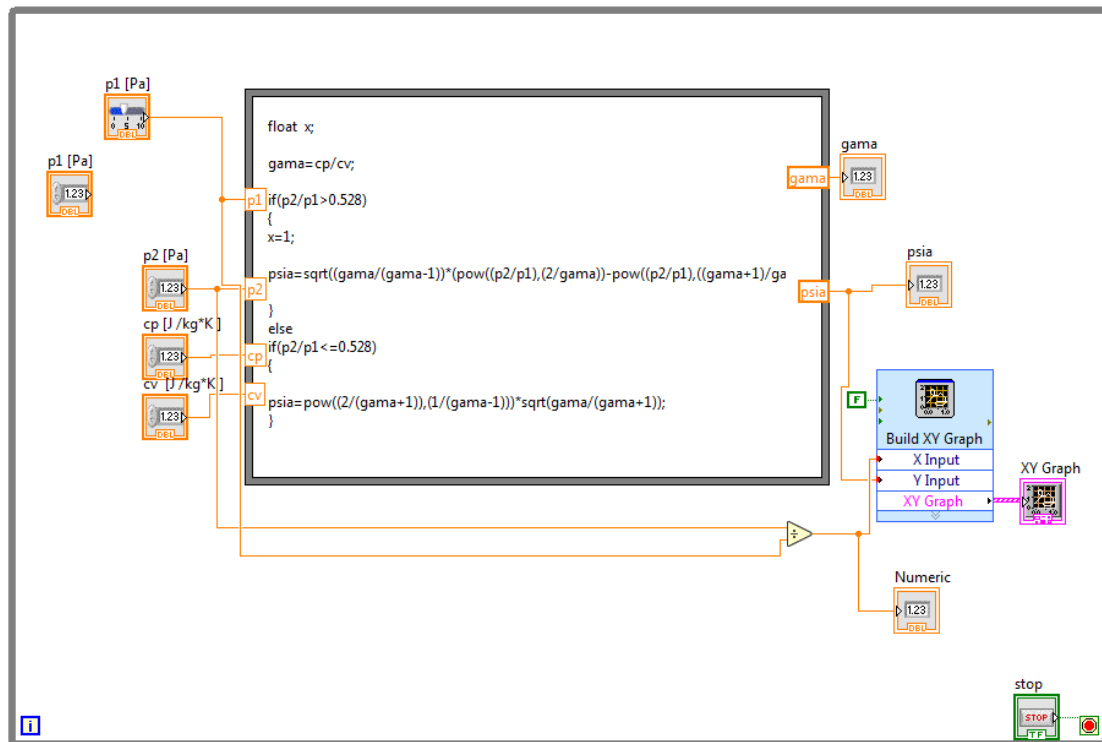


Fig. 3.2.19. Programi i ndërtuar për varësinë e ψ nga raporti p_2/p_1 , në LabView

3.2.5. Modeli i elektrovalvulës proporcionale

Bazuar në modelin matematik, të prezantuar në seksionin 2.8.1, po paraqesim programin e ndërtuar në LabView. Në ndërfaqen grafike të programit janë vendosur si inpute parametrat fizikë të elektrovalvulës, si koeficienti i ngurtësisë së sustës, masa e sistemit, koeficienti i fluksit magnetik, rrezja e bobinës së elektromagnetit, numri i spirave, rryma elektrike e aplikuar në bobinë, koeficienti i fërkimit viskoz (amortizimit).

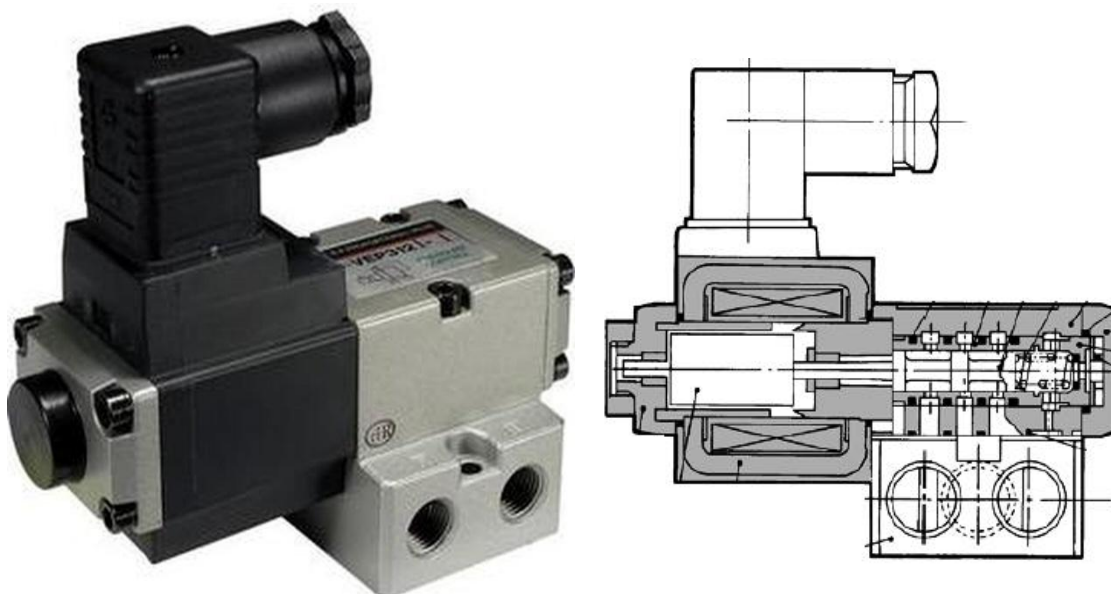


Tabela 3.2.1. Të dhënat teknike të elektrovalvëls proporcionale VEF 3120-03

Presioni maksimal i punës	1 MPa
Temperatura maksimale e ambientit dhe e fluidit	50°C
Tensioni i punës	24 V DC
Intensiteti maksimal	1.5A
Fuqia	13 W
Rezistenca e bobinës	13 Ohm
Koeficienti i ngurtësisë së sustës	12 000 N/m
Koeficienti i fërkimit viskoz të fluidit	30.9 N*s/m
Masa e sustës	0.005 kg
Masa e pistonçinës	0.005 kg
Masa e bërthamës së elektromagnetit	0.07 kg
Diametri i vrimave të kalimit të fluidit	D=3mm
Gjerësia e elementit bllokues të pistonçinës	2pw=3.34mm
Numri i spirave të bobinës	n=80
Fluksi magnetik	$\beta= 4 \text{ v*s}$
Rrezja e bobinës m	R=0.018

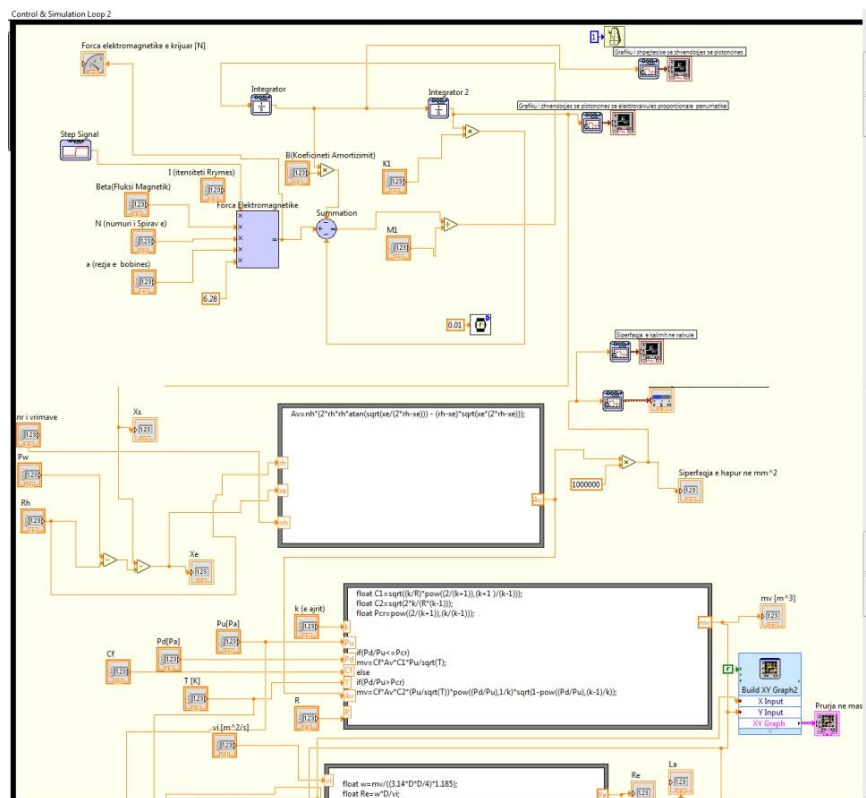


Fig. 3.2.19. Programi i ndërtuar në LabView

3.2.6. Modeli Fizik

Për të konfirmuar vërtetësinë e modelit matematik dhe programit të ndërtuar pranë Laboratorit të Sistemeve Hidropneumatike të Departamentit të Energjitikës në Fakultetin e Inxhinierisë Mekanike, kemi realizuar matjet drejtpërdrejt në instalimin e valvulës.

Maketi i ndërtuar (shiko fig.3.2.20) përbëhet nga elektrovalvula proporcionale pneumatike, pistoni pneumatik, sensorët për matjen e presionit, nxitimit, shpejtësisë, forcës, zhvendosjes si dhe ndërfaqja NI 6000 e National Instruments. Bazuar në sa më sipër kemi ndërtuar softuerin kompjuterik për matjen dhe përpunimin e të dhënave në LabView [5][6].

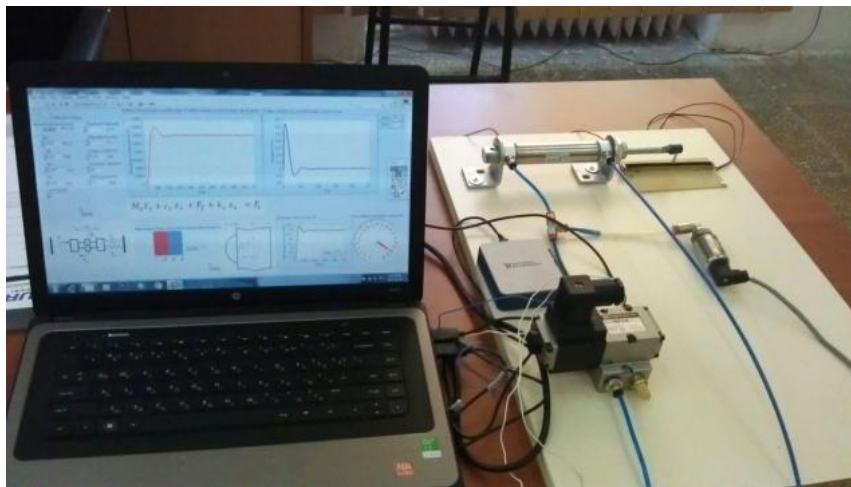


Fig. 3.2.20. Bankprova eksperimentale e ndërtuar

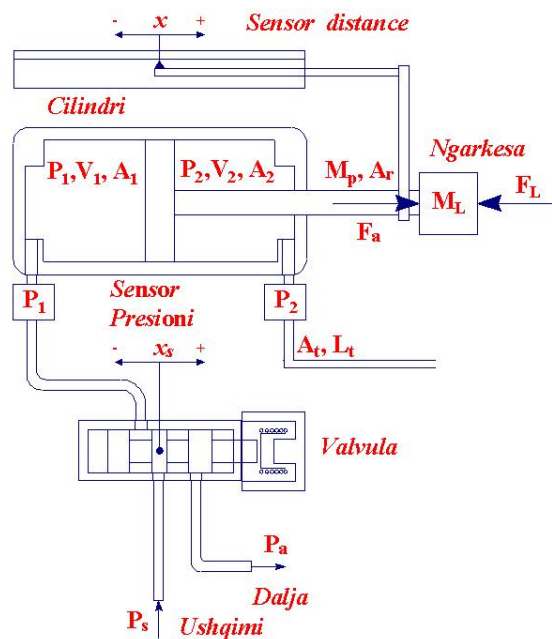


Fig. 3.2.21. Skema e bankprovës së ndërtuar

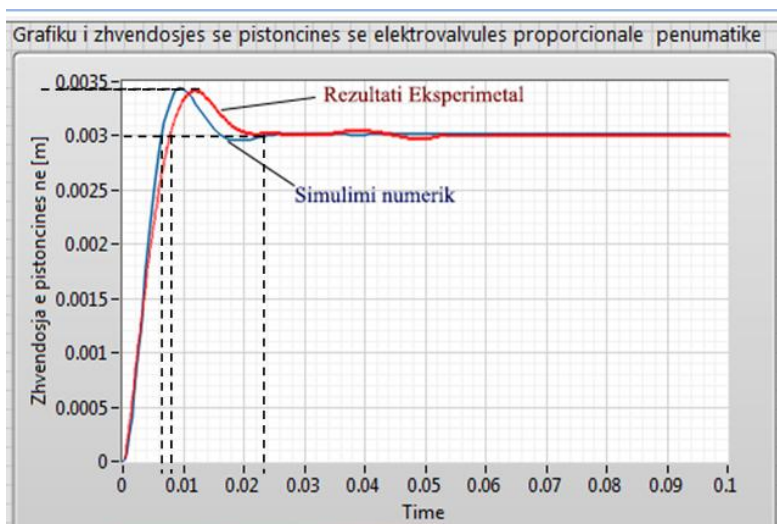


Fig. 3.2.22. Krahاسimi i rezultatit numerik me rezultatin eksperimental për rrymën 1A

Nga mbivendosja e grafikëve në figurën 3.2.22 për rrymën 1A, shohim që për simulimin numerik, koha e arritjes për herë të parë (koha e reagimit) të vlerës së dëshiruar të zhvendosjes së pistoncines është 0.006 sekonda dhe për matjen eksperimentale mbi modelin fizik, është 0.0075 sekonda. Amplituda maksimale e shmangies nga vlera e përcaktuar, për të dy grafikët, është e njëjtë 0.0035m, koha e stabilizimit është gjithashtu pothuajse e njëjtë 0.023 sekonda.

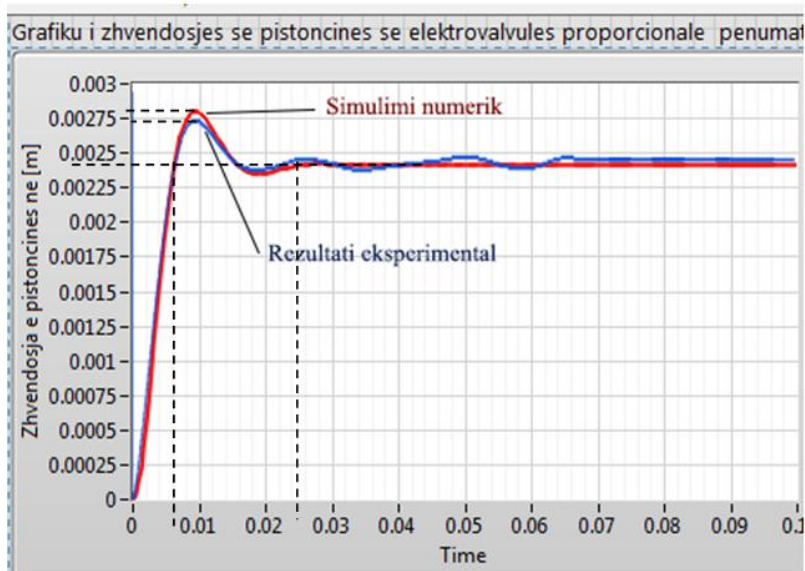


Fig. 3.2.23. Krahاسimi i rezultatit numerik me rezultatin eksperimental për rrymën 0.8A

Nga mbivendosja e grafikëve në figurën 3.2.23 për rrymën 0.8A, shohim që për simulimin numerik koha e reagimit është 0.006 sekonda dhe rezulton e njëjtë me kohën e reagimit të marrë nga matjet eksperimentale në modelin fizik. Amplituda maksimale në kushtet e simulimit rezulton 0.0028m dhe nga grafiku eksperimental është 0.0027m, koha e stabilizimit është pothuajse e njëjtë 0.025 sekonda.

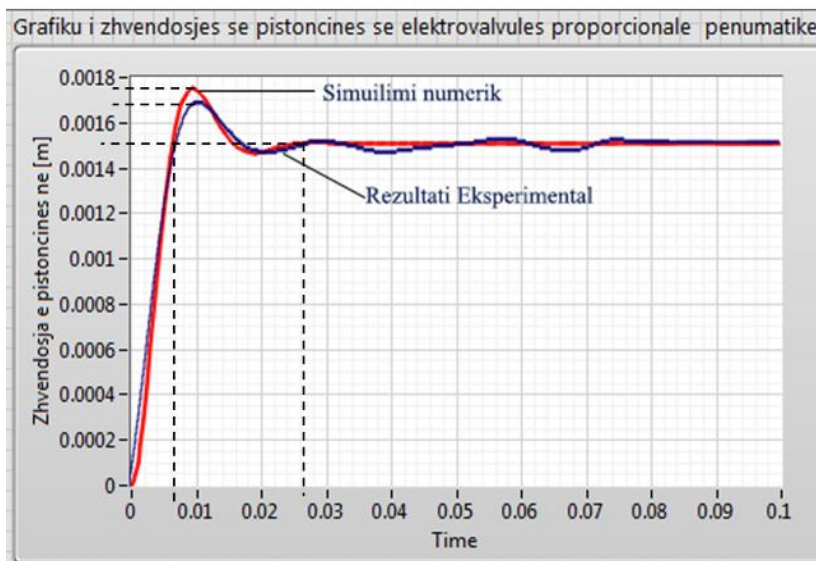


Fig. 3.2.24. Krahasoni i rezultatit numerik me rezultatin eksperimental për rrymën 0.5A

Nga mbivendosja e grafikëve në figurën 3.2.24 për rrymën 0.5A, shohim që për simulimin numerik koha e stabilizimit është 0.006 sekonda dhe përputhet me kohën e marrë nga matjet eksperimentale mbi modelin fizik. Amplituda maksimale, nga grafiku i simulimit numerik është 0.00175m dhe nga grafiku i zhvendosjes i marrë në rrugë eksperimentale është 0.0017m. Ndërkohë koha e stabilizimit është pothuajse e njëjtë 0.026 sekonda.

Nga mbivendosja e grafikëve të përfutur nga simulimet numerike, me grafikët e matjeve mbi modelin eksperimental, për vlera të ndryshme të rrymës së aplikuar në bobinën e valvulës, shihet qartë shkalla e lartë e përputhshmërisë së tyre, gjë që na jep mundësinë e përdorimit të modelit virtual për studimin e ndikimit të koeficientit të ngurtësisë së sustës në dinamikën e pistonçinës.

Per të analizuar ndikimin e koeficientit të ngurtësisë së sustës në dinamikën e lëvizjes së pistonçinës së valvulës, kemi marrë në shqyrtim disa koeficientë të ngurtësisë së sustave, të renditura si më poshtë:

$$K_1= 7000\text{N/m}, K_2 = 8000\text{N/m}, K_3=10\,000\text{N/m}, K_4 =12\,000\text{ N/m}$$

Në figurat (3.2.25), (3.2.26) dhe (3.2.27) tregohen respektivisht dinamika e lëvizjes së sistemit me masë = 0.08 kg, për koeficientin $K_1= 7000\text{ N/m}$ dhe variacioni i sipërfaqes efektive të seksionit të kalimit të valvulës. Rezulton që ekuilibri i pistonçinës arrihet pas 0.038 sekondash.

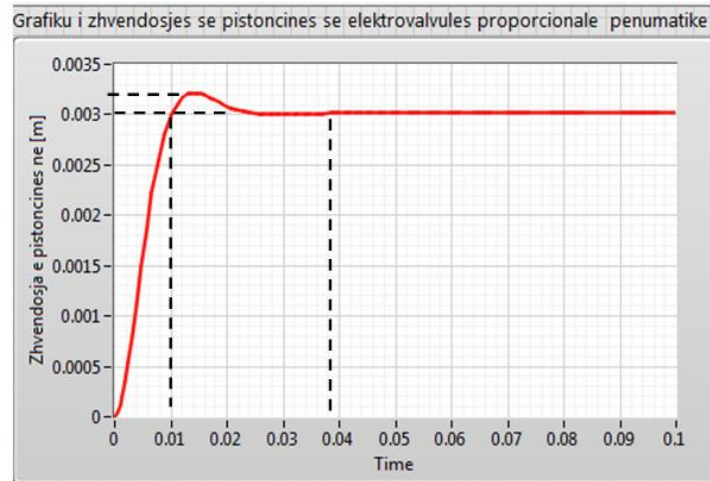


Fig. 3.2.25. Grafiku i zhvendosjes së pistoncinës për $k=7000$ N/m

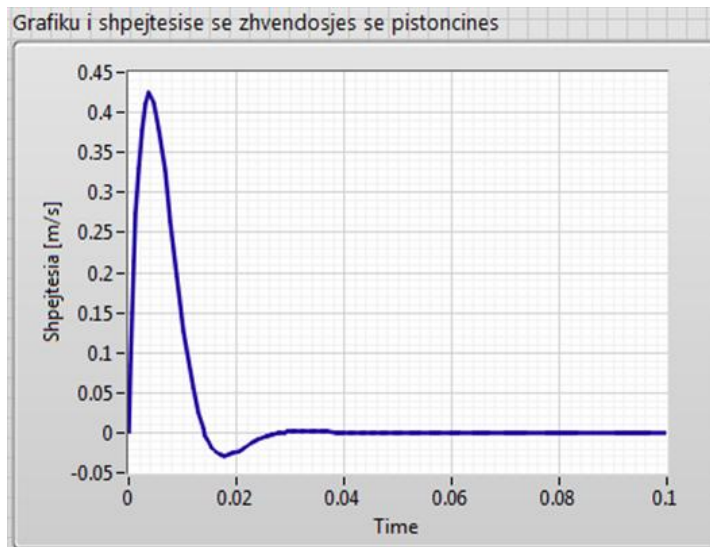


Fig. 3.2.26. Grafiku i shpejtësisë së lëvizjes së pistoncinës për $k=7000$ N/m

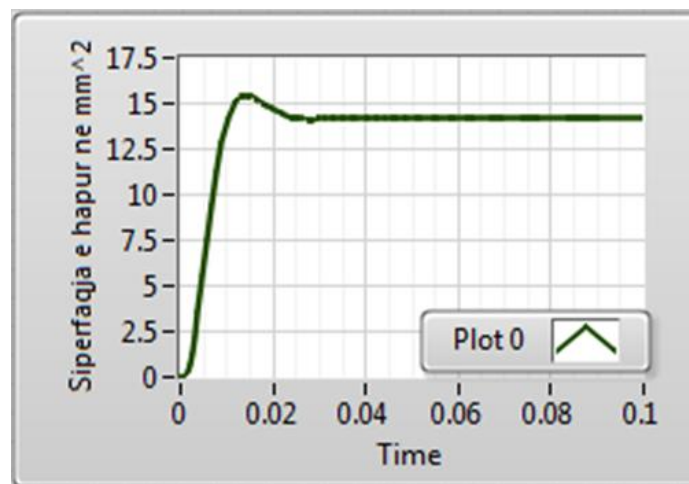


Fig. 3.2.27. Grafiku i ndryshimit të sipërfaqes efektive në varësi të kohës për $k=7000$ N/m

Në figurat (3.2.28), (3.2.29) dhe (3.2.30) tregohet dinamika e lëvizjes së sistemit me masë = 0.08 kg, përkoeficientin $K_1 = 8000$ N/m dhe e variacionit të sipërfaqes efektive

të seksionit të kalimit të valvulës. Në këtë rast rezulton që ekuilibri i pistonçinës arrihet pas 0.034 sekondash.

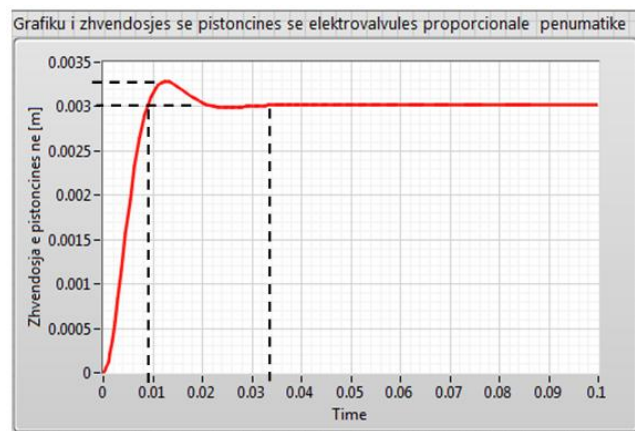


Fig. 3.2.28. Grafiku i zhvendosjes së pistonçinës për $k=8000$ N/m

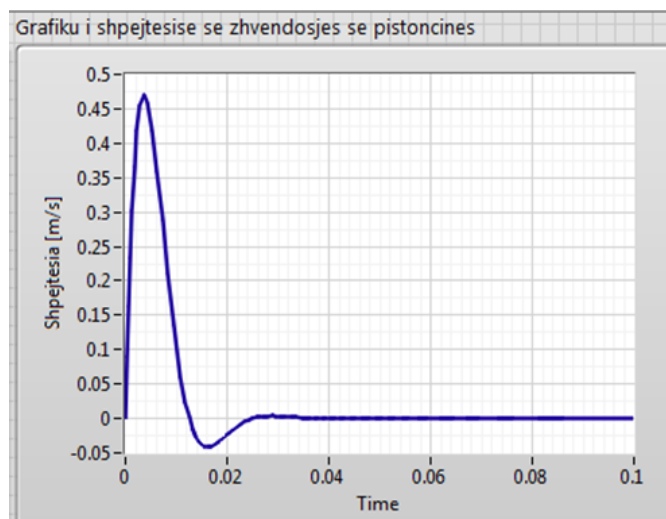


Fig. 3.2.29. Grafiku i shpejtësisë së lëvizjes së pistonçinës për $k=8000$ N/m

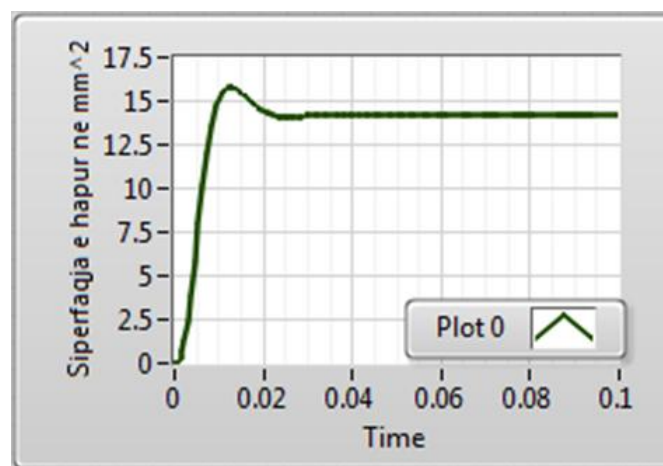


Fig. 3.2.30. Grafiku i ndryshimit të sipërfaqes efektive në varësi të kohës për $k=8000$ N/m

Në figurat (3.2.31), (3.2.32) dhe (3.2.33) tregohet dinamika e lëvizjes së sistemit me masë $=0.08$ kg, për koeficientin $K_1=10\,000$ N/m dhe e variacionit të sipërfaqes efektive

të seksionit të kalimit të valvulës. Nga grafikët rezulton se ekuilibri i pistonçinës arrihet pas 0.029 sekondash.

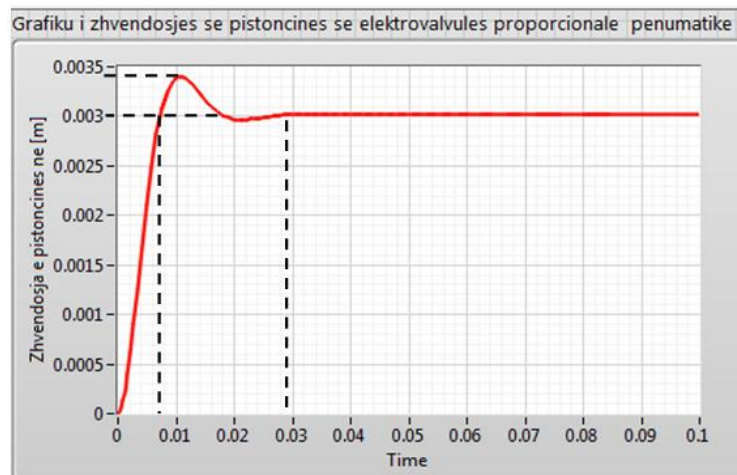


Fig. 3.2.31. Grafiku i zhvendosjes së pistonçinës për $k=10\,000\text{ N/m}$

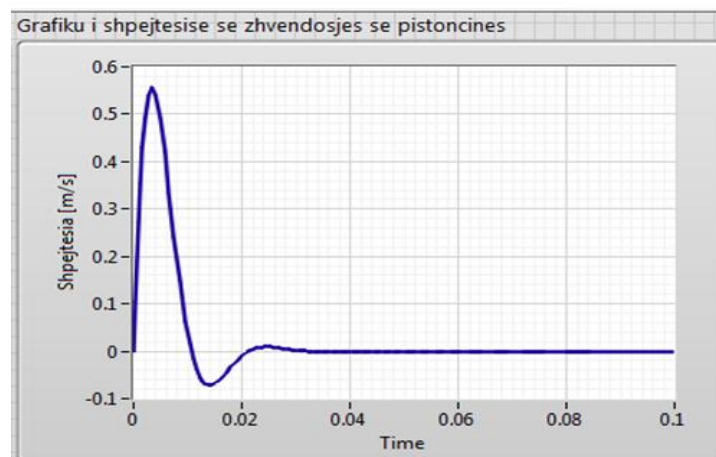


Fig. 3.2.32. Grafiku i shpejtësisë së lëvizjes së pistonçinës për $k=10\,000\text{ N/m}$

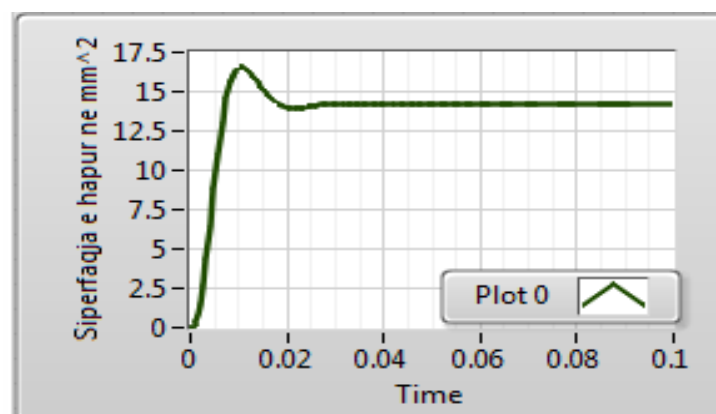


Fig. 3.2.33. Grafiku i ndryshimit të sipërfaqes efektive në varësi të kohës për $k=10\,000\text{ N/m}$

Në figurat (3.2.34), (3.2.35) dhe (3.2.36) tregohet dinamika e lëvizjes së sistemit me masë $=0.08$ kg, për koeficientin $K_1 = 12\,000$ N/m dhe variacioni i sipërfaqes efektive të seksionit të kalimit të valvulës. Koha e stabilizimit rezulton të jetë 0.025 sekonda.

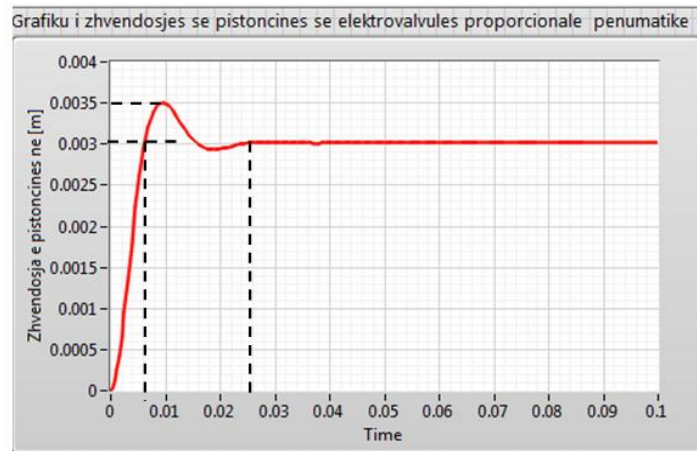


Fig. 3.2.34. Grafiku i zhvendosjes së pistonçinës për $k=12\,000$ N/m

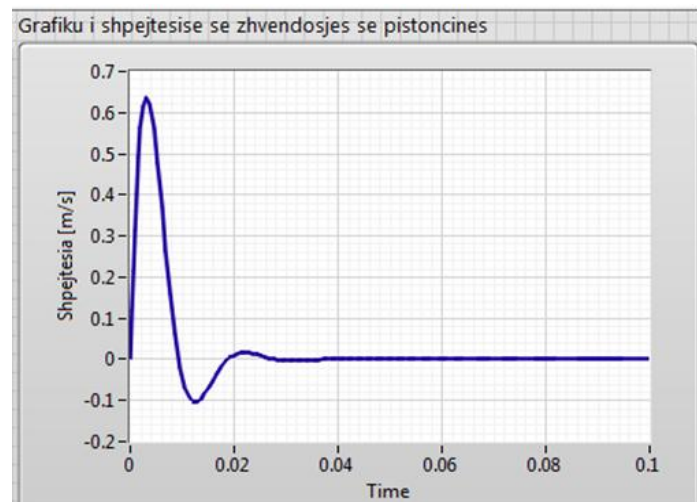


Fig. 3.2.35. Grafiku i shpejtësisë së lëvizjes së pistonçinës për $k=12\,000$ N/m

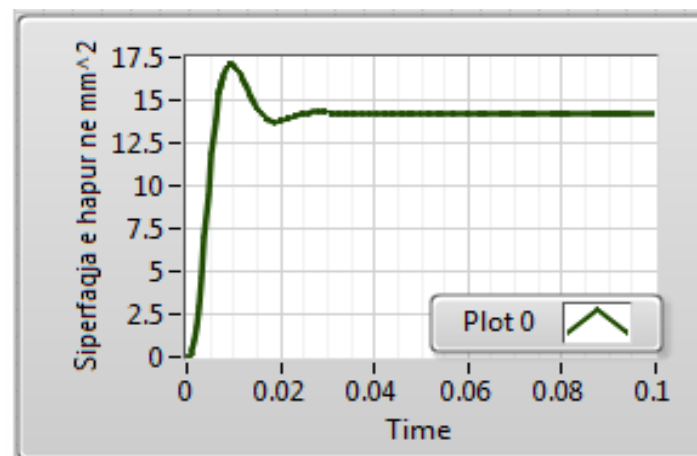


Fig. 3.2.36. Grafiku i ndryshimit të sipërfaqes efektive në varësi të kohës për $k=12\,000$ N/m

Tab. 3.2.2. Përmbledhje e rezultateve të simulimit

	K [N/m]	Shkalla e hapjes[m]	Rryma e Aplikuar [A]	Koha e stabilizimit[s]
1	7000	0.003	0.5833	0.038
2	8000	0.003	0.6666	0.034
3	10 000	0.003	0.8333	0.029
4	12 000	0.003	1	0.025

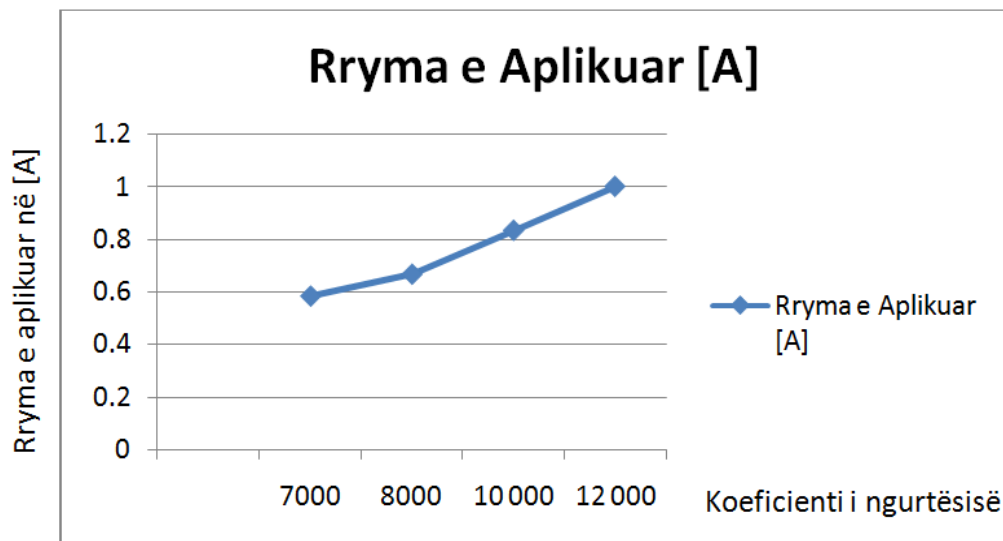


Fig. 3.2.37. Rryma e aplikuar në varësi të koeficientit të ngurtësisë së sustës

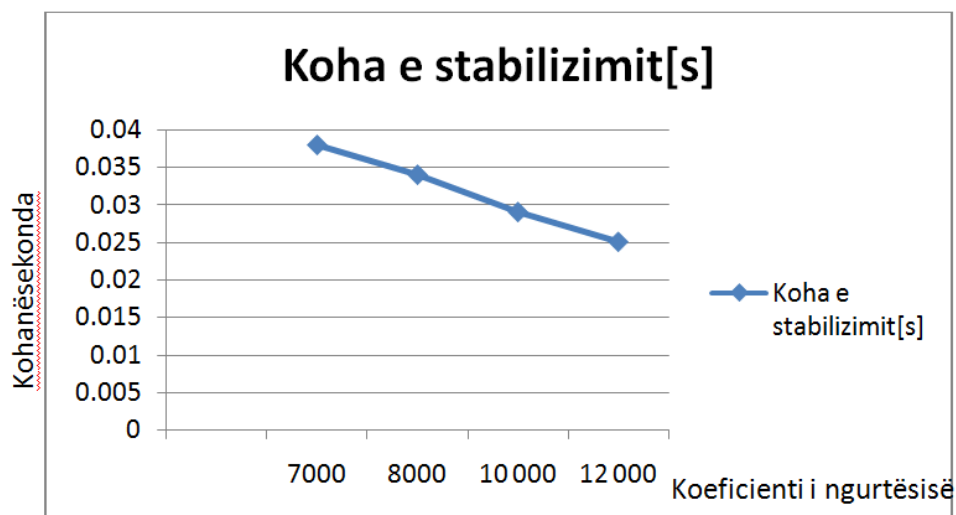


Fig. 3.2.38. Koha e stabilizimit në varësi të koeficientit të ngurtësisë së sustës

Në fig. 3.2.37 kemi paraqitur ndryshimin e rrymës së nevojshme për realizimin e forcës tërheqëse të elektromagnetit, për vlerat e koeficientëve të ngurtësisë të marra në shqyrtim. Ndërsa fig. 3.2.38 tregon ndryshimin e kohës së stabilizimit në varësi të koeficientit të ngurtësisë.

3.2.7. Përfundime

Referuar simulimeve të kryera me modelin e ndërtuar arrijmë në këto përfundime:

Koeficienti i ngurtësisë së sustës është një parametër i rëndësishëm në sistemet sustë masë **amortizator**.

Me rritjen e koeficientit K të ngurtësisë, për të patur të njëjtën masë hapje të kalimit të fluidit në valvul, konstatohet nevoja për të rritur rrymën sipas grafikut në Fig.3.2.37.

Me rritjen e koeficientit K të ngurtësisë, konstatohet zvogëlim i kohës së stabilizimit Fig. 3.2.38.

3.2.8. Modelimi i cilindrit pneumatik

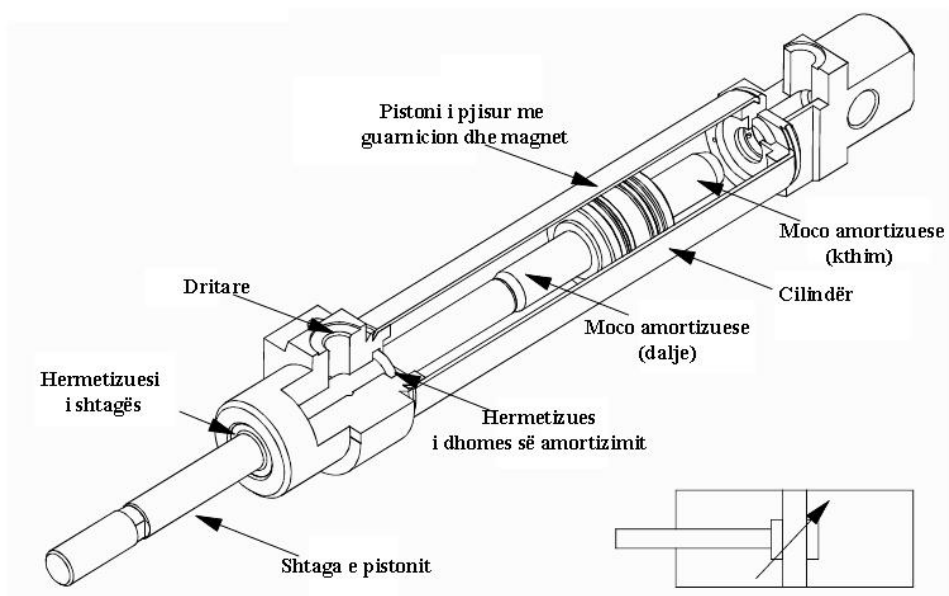


Fig. 3.2.39. Pamje e cilindrit pneumatik sipas standardit ISO 6432 dhe simboli

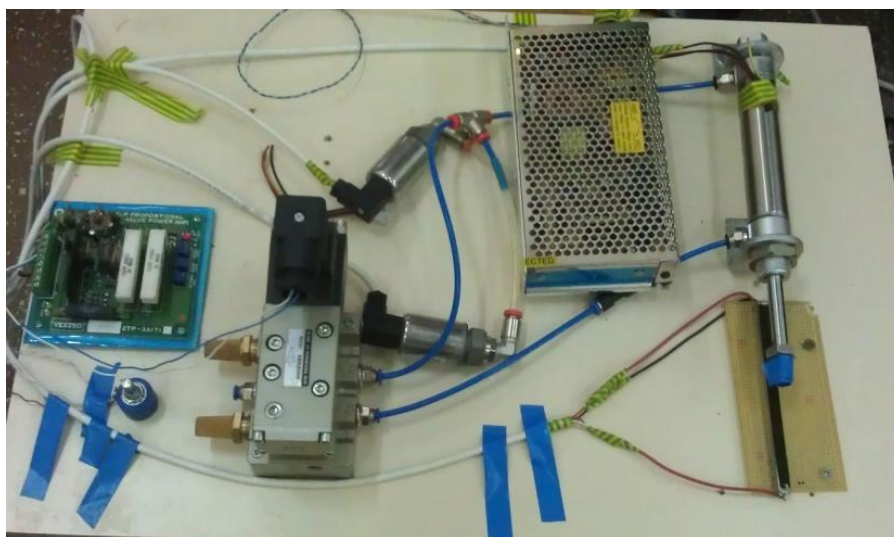


Fig.3.2.40. Maketi i ndërtuar për matjet eksperimentale

Ekuacioni i lëvizjes së pistonit mund të shprehet:

$$(M_L + M_P)\ddot{x} + \beta\dot{x} + F_f + F_L = P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_a A_r \quad (2.131)$$

Ku;

- M_L – masa e ngarkesës së jashtme,
- M_P – masa e pistonit dhe e shtagës së bashku,
- x - pozicioni i pistonit,
- β - koeficienti viskozitetit,
- F_f – forca e fërkimit,
- F_L – forcë e jashtme,
- P_1 dhe P_2 - janë presionet absolute në dhomat e pistonit,
- P_a – është presioni absolut i ambientit,
- A_1 dhe A_2 - janë sipërfaqet efektive të pistonit,
- A_r – është sipërfaqja e seksionit tërthor të shtagës.

Ana e djathtë e ekuacionit (2.131) tregon forcën aktive të cilindrit, të prodhuar nga diferenca e presioneve vepruese në të dyja anët e cilindrit. Për të kontrolluar forcën në dalje të cilindrit, ndryshojmë vlerat e presionit në dhomat e cilindrit duke përdorur valvulat pneumatike. Kjo kërkon një model të detajuar të dinamikës së presionit në të dy dhomat e cilindrit, dinamikës së valvulës dhe tubave lidhës. Për ndërtimin e modelit të dhomave të cilindrit i jemi referuar lidhjes midis ndryshimit të presionit, prurjes në masë dhe shpejtësisë së zhvendosjes së pistonit të cilindrit.

Modeli matematik për vëllimin e gazit në formën më të përgjithshme, konsiston në tre ekuacione:

- Ekuacioni i gjendjes (ligji i gazit ideal)
- Ligji i ruajtjes së masës (ligji i vazhdueshmërisë)
- Ekuacioni i ruajtjes së energjisë

Duke supozuar që:

- a) Gazi është ideal,
- b) Presioni dhe temperatura në brendësi të dhomës janë homogjene dhe
- c) Energjia potenciale dhe kinetike mund të jenë të neglizhueshme.

Këto ekuacione mund të shkruhen për secilën dhomë.

Duke shënuar vëllimin me V , dendësinë me ρ , masën me m , presionin me P dhe temperaturën me T , ekuacioni i gazit ideal mund të shkruhet:

$$P = \rho RT \quad (2.132)$$

ku, R është konstantja e gazit ideal. Duke ju referuar ekuacionit të vazhdueshmërisë, prurja në masë mund të shprehet si:

$$\dot{m} = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (2.133)$$

e cila mund të shprehet edhe si,

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{\rho}V + \rho\dot{V} \quad (2.134)$$

ku, $\dot{m}_{in}$ dhe $\dot{m}_{out}$ janë prurja në masë e fluidit që hyn dhe del nga dhoma e cilindrit.

Ekuacioni i energjisë mund të shkruhet si më poshtë:

$$q_{in} - q_{out} + kC_v(\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T) - \dot{W} = \dot{U} \quad (2.135)$$

ku q_{in} dhe q_{out} janë sasi të nxehtësisë të komunikuar, k është koeficienti i adiabatës, C_v është nxehtësia specifike në vëllim konstant, T_{in} temperatura e gazit që hyn, $\dot{W}$ puna e kryer, $\dot{U}$ është ndryshimi në energjinë e brendshme.

Nëse ne e konsiderojmë procesin adiabatik $q_{in} - q_{out} = 0$, atëherë ndryshimi në kohë i presionit në dhomën e cilindrit është:

$$\dot{P} = k \frac{P}{\rho V}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{P}{V}\dot{V} \quad (2.136)$$

$$\dot{P} = \frac{RT}{V}(\alpha_{in}\dot{m}_{in} - \alpha_{out}\dot{m}_{out}) - \alpha \frac{P}{V}\dot{V} \quad (2.137)$$

ku α , α_{in} dhe α_{out} marrin vlera nga $1 \div k$, në varësi të gjendjes aktuale të transmetimit të nxehtësisë gjatë procesit.

Duke zgjedhur origjinën e zhvendosjes së pistonit në mes të gjatësisë së shtagës, vëllimi i secilës dhomë të pistonit mund të shprehet si:

$$V_i = V_{0i} + A_i\left(\frac{1}{2}L \pm x\right) \quad (2.138)$$

ku $i = 1, 2$ është shënimi për dhomat e cilindrit, V_{0i} është vëllimi inaktiv midis fund korsiës dhe dritareve të komunikimit, A_i është sipërfaqja efektive e pistonit, L është gjatësia e shtagës së pistonit dhe x është pozicioni i pistonit. Dallimi midis zonave efektive të pistonit për secilën dhomë A_1 dhe A_2 , është për shkak të shtagës së pistonit. Duke zëvendësuar Ek. (2.138) tek (2.137), derivati në lidhje me kohën për presionin në dhomat e cilindrit merr formën:

$$\dot{P}_i = \frac{RT}{V_{0i} + A_i\left(\frac{1}{2}L \pm x\right)}(\alpha_{in}\dot{m}_{in} - \alpha_{out}\dot{m}_{out}) - \alpha \frac{PA_i}{V_{0i} + A_i\left(\frac{1}{2}L \pm x\right)}\dot{x} \quad (2.139)$$

Termi i parë në ekuacion paraqet efektin tek presioni i rrjedhjes së ajrit në hyrje ose në dalje nga dhoma dhe termi i dytë llogarit efektin e lëvizjes së pistonit.

Programi i ndërtuar në LabView

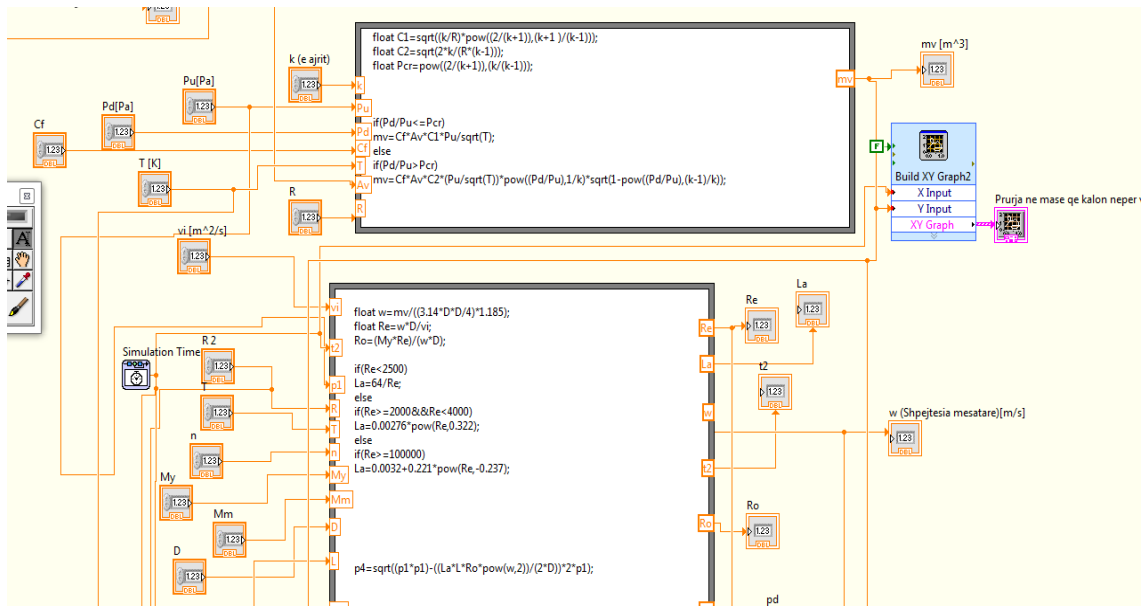


Fig. 3.2.41. Programi i ndërtuar në LabView

Figura 3.2.41 paraqet një pjesë të programit të ndërtuar në LabView. Struktura drejtkëndore me ngjyrë gri, prezantojnë blloqet e formulave. Në brendësi të tyre janë vendosur ekuacionet e prezantuara në modelin matematik. Në krahun e djathtë të secilës prej nyjeve të formulave ndodhen të dhënat fizike si dhe kushtet fillestare të proceseve. Nyjet e formulave lidhen dhe shkëmbejnë informacion ndërmjet tyre nëpërmjet vijave portokalli dhe kushteve logjike të vendosura nga ne gjatë procesit të programimit. E gjithë struktura ndodhet brenda cikleve përsëritëse. Në përbërjen e programit janë vendosur gjithashtu funksione integrimi dhe derivimi. Në anën e djathtë të blloqeve të formulave janë vendosur terminalet e outputeve. Të dy tipet e terminaleve, ato të inputeve dhe ato të outputeve, përfaqësohen me instrumentat përkatës abstrakt në ndërfaqen grafike.

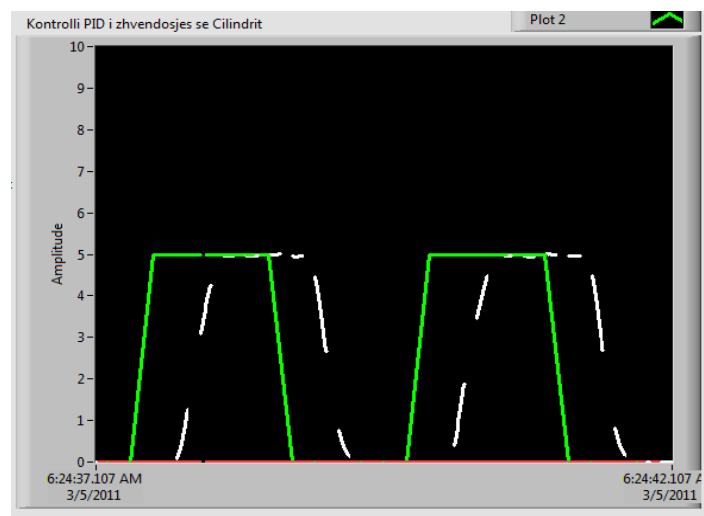


Fig. 3.2.42. Vija - - - Matja fizike. Vija----- Sinjali i komandimit

Në figurën 3.2.42 tregohet shmangia midis sinjalit të komandimit të prezantuar me vijë të plotë me ngjyrë jeshile, dhe pozicionit të shtagës së cilindrit pneumatik paraqitur me vijë të bardhë të ndërprerë, përftuar nga matjet mbi modelin fizik të ndërtuar. Kjo shmangie shpjegohet me inertësinë e sistemit. Komandimi në këtë rast është bërë nëpërmjet panelit kompjuterik të ndërtuar në LabView. Matja e zhvendosjes është përftuar gjithashtu në LabView. Koha e shmangies përfshin kohën e procesimit të sinjalit nga kompjuteri, kohën e përshtatjes së sinjalit nga përshtatësit e rrymës që lidhin kompjuterin me elektromagnetin e valvulës drejtuese proporcionale, kohën e zhvendosjes së pistonçinës së elektrovalvulës komanduese, kohën për fillimin e lëvizjes së pistonit të cilindrit, duke marrë parasysh që fluidi punues është i shtypshëm. Megjithatë, kjo shmangie mund të minimizohet nëse modeli matematik i prezantuar në këtë punim do të përdorej për ndërtimin e funksioneve të transfertës me qëllim komandimin PID (*proportional–integral–derivative controller*).

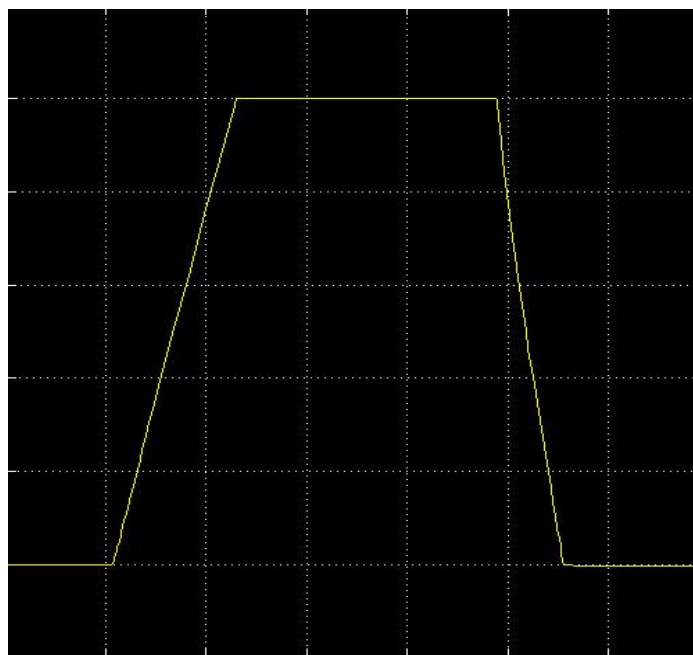


Fig. 3.2.43. Grafiku i zhvendosjes së pistonit i përftuar nga simulimi kompjuterik

Figura 3.2.43 tregon grafikun e zhvendosjes së pistonit të përftuar nga simulimi kompjuterik në LabView. Ndërsa figura 3.2.44 tregon grafikun e zhvendosjes së pistonit të përftuar nga matja mbi modelin fizik. Sikurse duket matja fizike dhe simulimi kompjuterik kanë një përputhje të konsiderueshme.

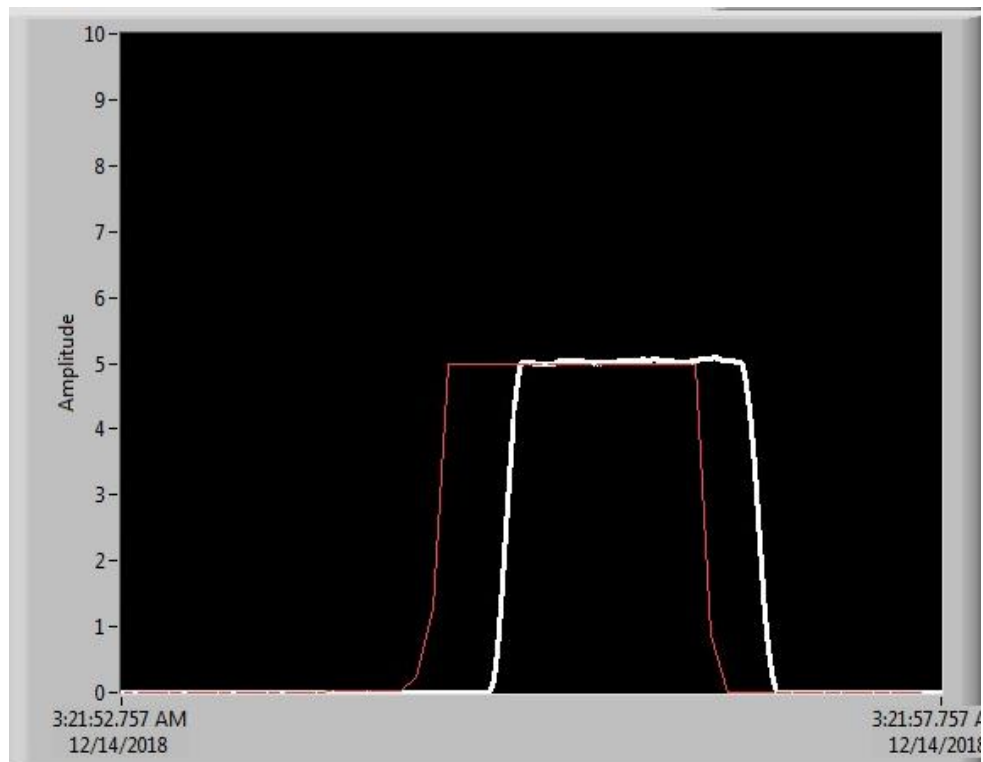


Fig. 3.2.44. Grafiku i zhvendosjes së pistonit i marrë nga matja fizike

3.2.9. Modeli virtual i rregullatori të presionit



Fig. 3.2.45. Rregullatori i presionit i montuar në modelin fizik

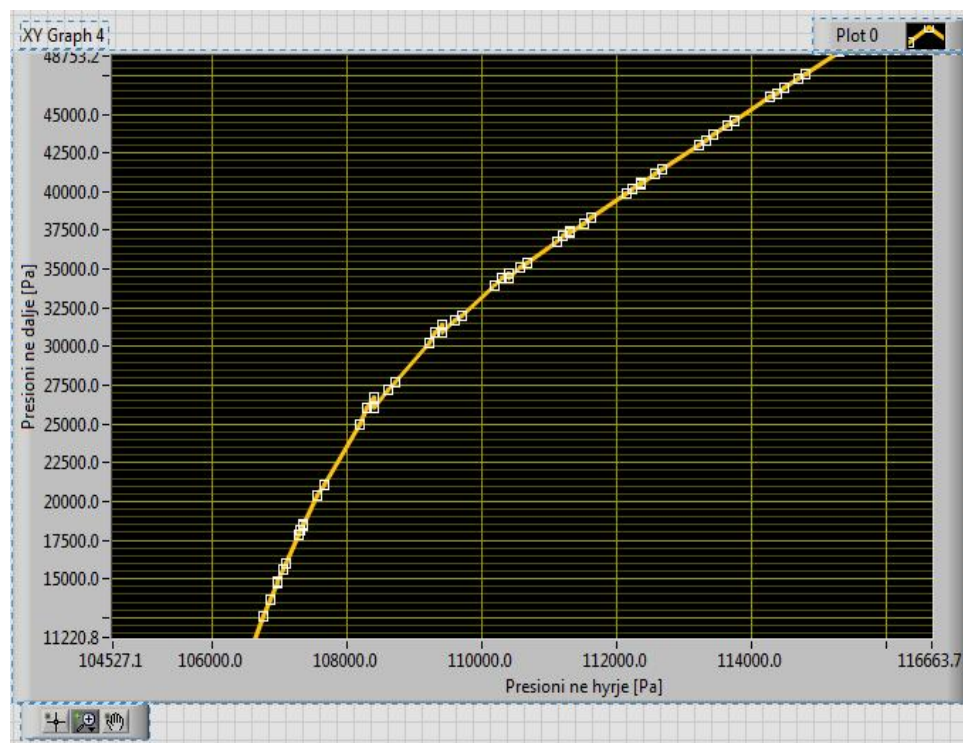


Fig. 3.2.46. Varësia e presionit në dalje nga presioni në hyrje, e përfutur nga simulimi kompjuterik

Figura 3.2.46 tregon varesinë e presionit në dalje nga presioni në hyrje për rregullatorin e presionit, përfutur nga simulimi kompjuterik në LabView. Në figurën 3.2.47 tregohet kjo varësi referuar literaturës[4].

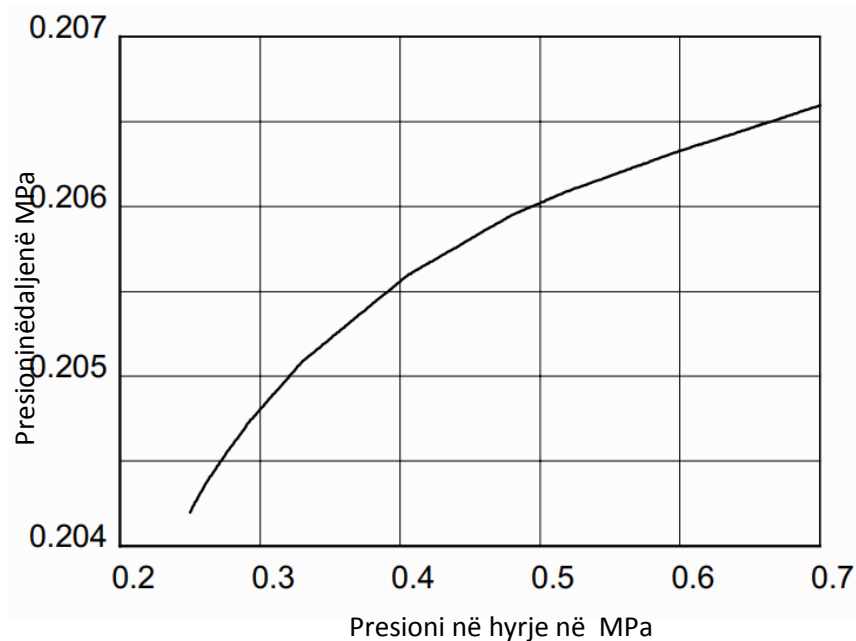


Fig. 3.2.47. Varësia e presionit në dalje nga presioni në hyrje referuar literaturës [4]

3.2.10. Modeli i Motorit Pneumatik

3.2.11. Modeli Fizik

Për realizimin e simulimeve në LabVIEW, si dhe për konfirmimin eksperimental të vërtetësisë së modelit matematik, kemi ndërtuar një maket eksperimental pranë Laboratorit të Sistemeve Hidropneumatike të Departamentit të Energjisë në Fakultetin e Inxhinierisë Mekanike. Maketi përbëhet nga: Motori Pneumatik, elektrovalvula proporcionale e presionit VER 2000, valvula proporcionale e prurjes VEF 312, sensorët e presionit, paisjet e përpunimit të sinjalit NI-DAQ dhe PC-MIO, sensorë për matjen e shpejtësisë së rrotullimit dhe aksesorë të tjerë.

Motori pneumatik me lopata, i marrë në studim, i përket kompanisë Mahnesman dhe është i aplikuar tek trapanët pneumatikë profesionalë.

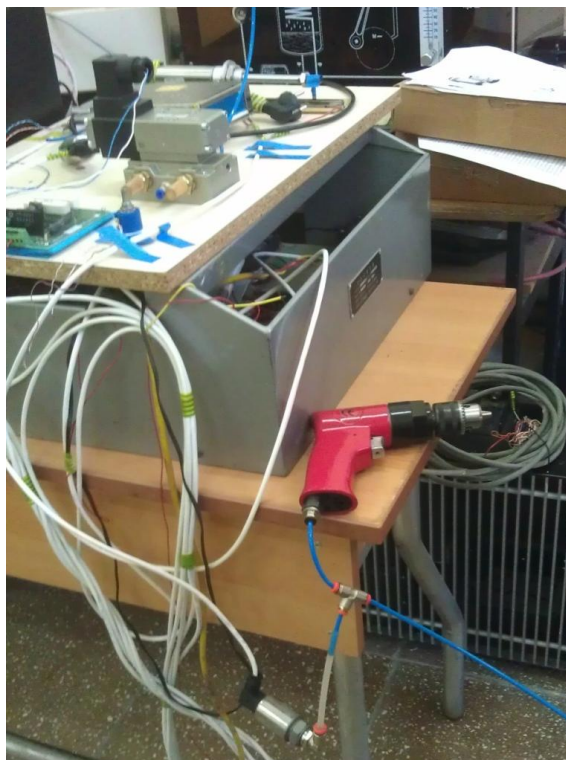


Fig.3.2.48. Pamje e maketit eksperimental



a) Pamja e brendshme e trapanit pneumatik



b) Motori Pneumatik

Fig. 3.2.49. Motori pneumatik i marrë në shqyrtim

Parametrat e modelit Fizik

- Diametri i statorit $d_s = 25.5$ mm
- Diametri i rotorit $d_r = 21$ mm
- Gjatësia e motorit $L = 38.7$ mm
- Gjatësia e lopatave $L_l = 38$ mm
- Lartësia e lopatave $h_l = 8.23$ mm
- Presioni i lejuar i punës 4 – 8 bar
- Nr i lopatave $n = 5$
- Materiali i statorit çelik
- Materiali i rotorit çelik
- Materiali i lopatave resinë e përforcuar
- Trashësia e lopatës $t = 1$ mm

3.2.12. Simulimi Kompjuterik

Duke përdorur modelin matematik të përshkruar më lart dhe gjuhën e programimit të tipit G LabVIEW, kemi ndërtuar programet e simulimit për motorin pneumatik me lopata.

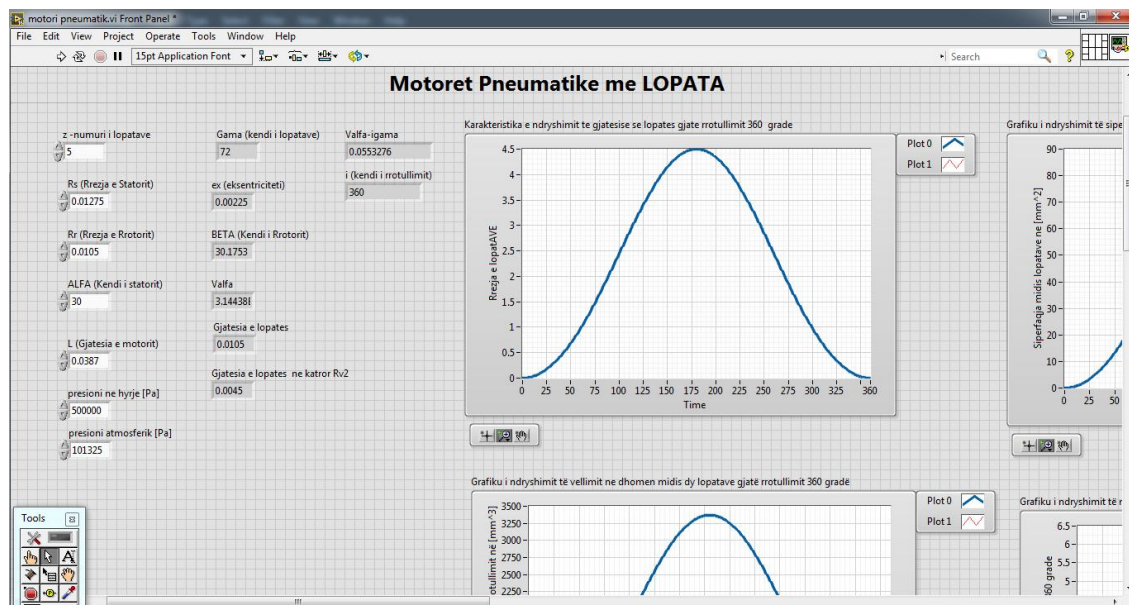


Fig. 3.2.50.(a) Programi i ndërtuar në LabView

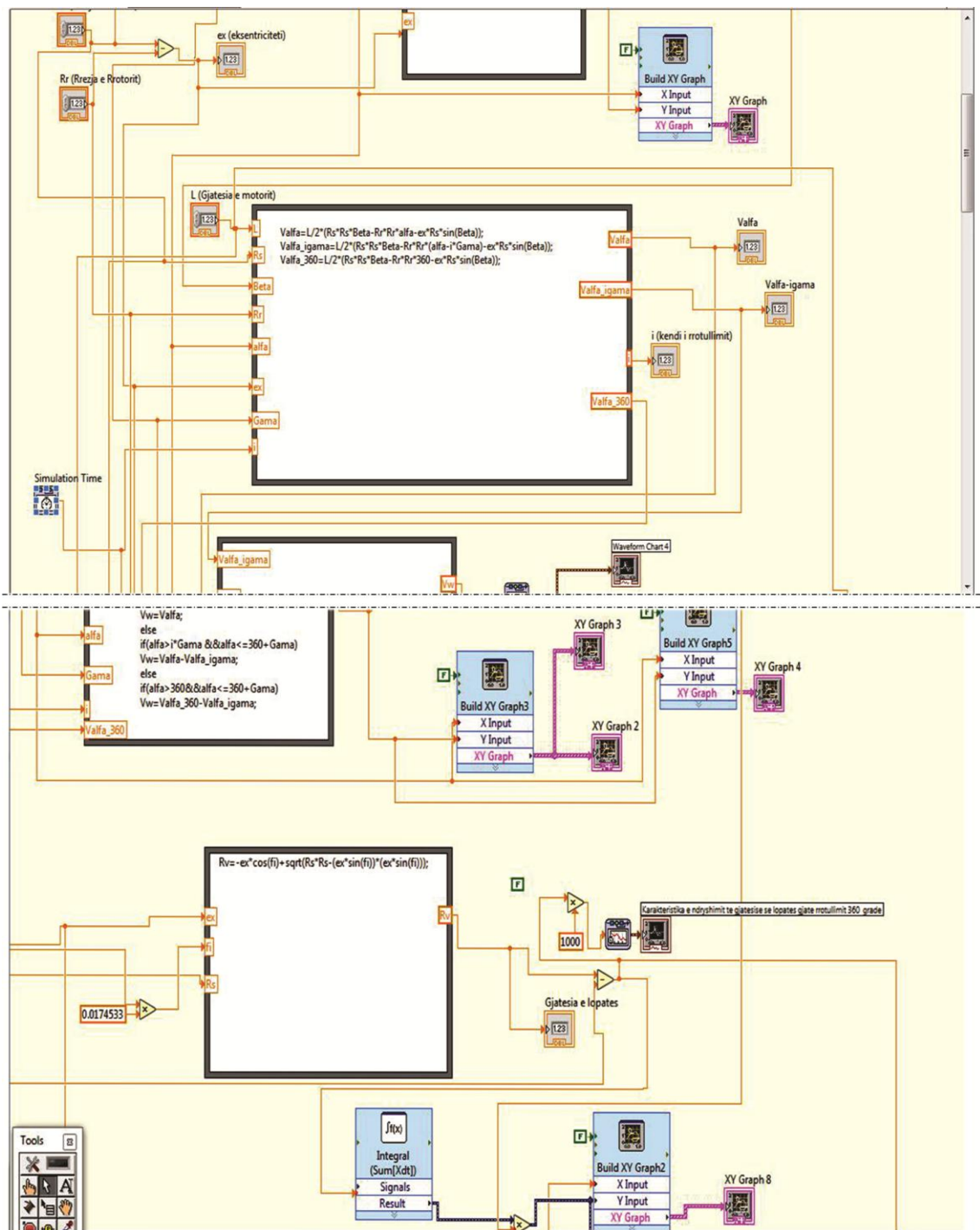


Fig. 3.2.50.(b) Programi i ndërtuar në LabView

Gjatë rrotullimit lopata zhvendoset në drejtimin radial në kanalën brenda rotorit sipas ligjit të treguar në figurën 3.2.51. Nga integrimi i këtij funksioni, marrim grafikun e ndryshimit të sipërfaqes së kufizuar nga dy lopatat që krijojnë dhomën e punës; figura 3.2.52.

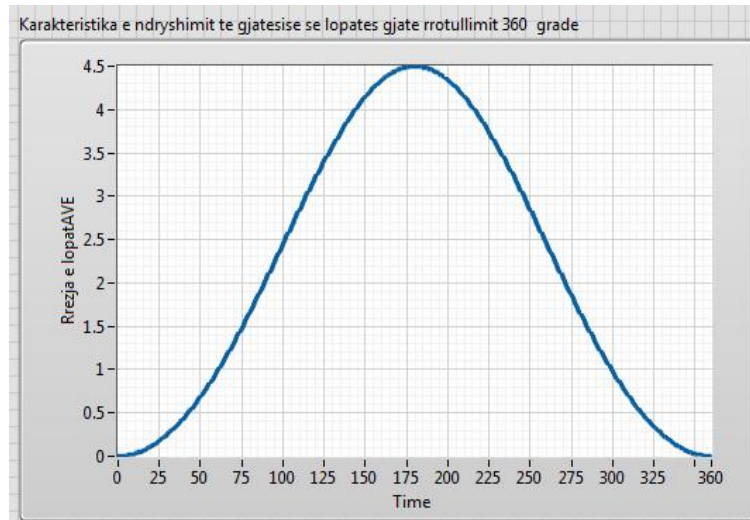


Fig. 3.2.51. Grafiku i ndryshimit të “gjatësisë radiale” të lopatës gjatë një rrotullimi të plotë

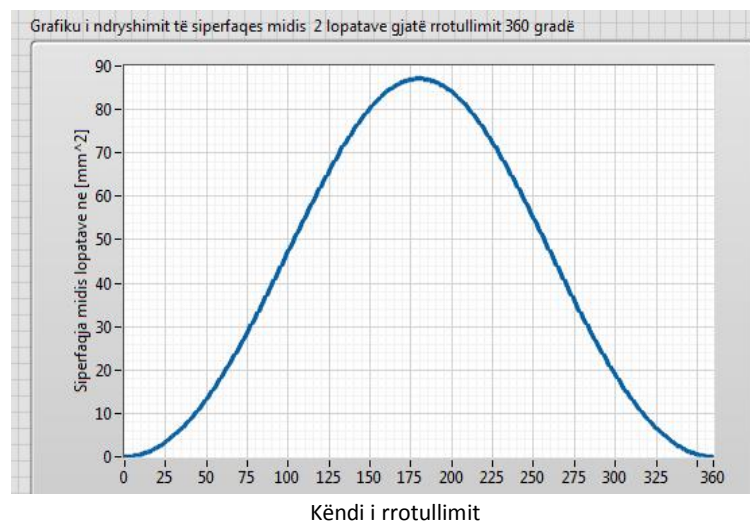


Fig. 3.2.52. Grafiku i ndryshimit të sipërfaqes së kufizuar nga dy lopatat

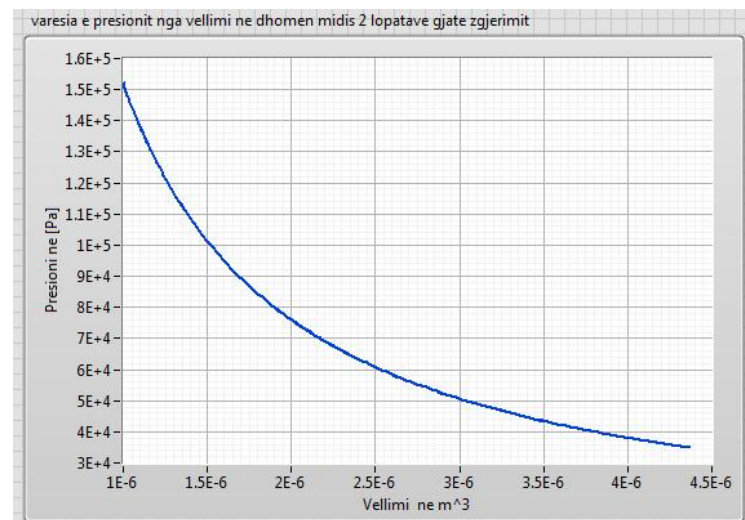


Fig. 3.2.54. Varësia e presionit nga vëllimi i dhomës midis dy lopatave

Në figurën 3.2.52 tregohet grafiku i ndryshimit të sipërfaqes së kufizuar nga dy lopatat në varësi të këndit të rrotullimit. Sikurse duket nga grafiku, sipërfaqja midis dy lopatave fqinje, të cilat formojnë dhomën e punës gjatë një rrotullimi për 360 gradë, merr vlera nga minimumi vëllimi i vdekur, drejt maksimumit për këndin e rrotullimit me 180 gradë (dhoma e zgjerimit) dhe më pas i rikthehet vlerave fillestare, sikurse verifikohet edhe nga pamja e drejtpërdrejtë mbi modelin fizik Figura 3.2.49 b.

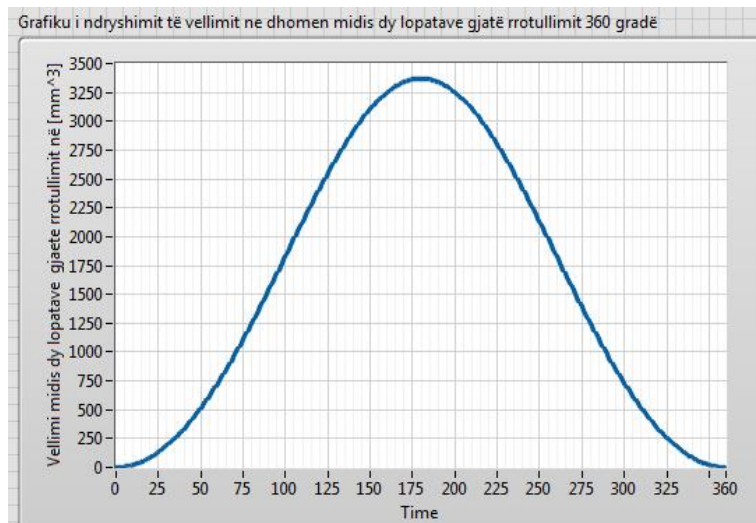


Fig. 3.2.55. Grafiku i ndryshimit të vëllimit të dhomës së punës midis dy lopatave

Mënyra se si ndryshon vëllimi i dhomës së punës i kufizuar nga dy lopatat fqinje, përftuar nga simulimi kompjuterik në LabView, tregohet në figurën 3.2.55. Vlerat e këtij grafiku varen në mënyrë të drejtpërdrejtë nga ato të sipërfaqes midis dy lopatave dhe gjatësisë tyre.

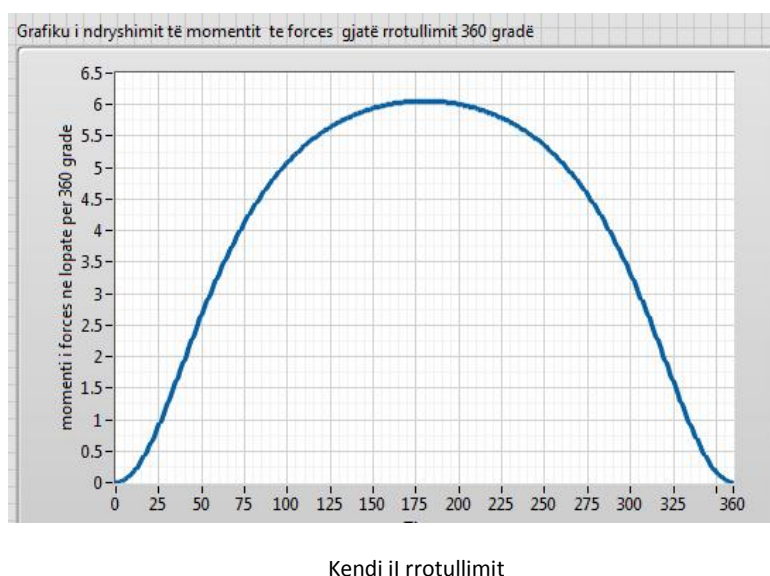


Fig. 3.2.56. Varësia e momentit rrotullues nga këndi i rrotullimit

Në figurën 3.2.56 tregohet varësia e momentit rrotullues nga këndi i rrotullimit të lopatave, përftuar nga simulimi kompjuterik në LabView. Referuar modelit matematik të prezantuar në seksionin 2.9, kjo varet nga diferenca e presioneve midis dy dhomave dhe gjatësia punuese e lopatave, gjë që shpjegon faktin se pse në grafik për këndet 0° dhe 360° , momenti rrotullues shkon drejt zeros dhe për këndin 180° , kënd në të cilin gjatësia e lopatës është maksimale, merr vlerën maksimale.

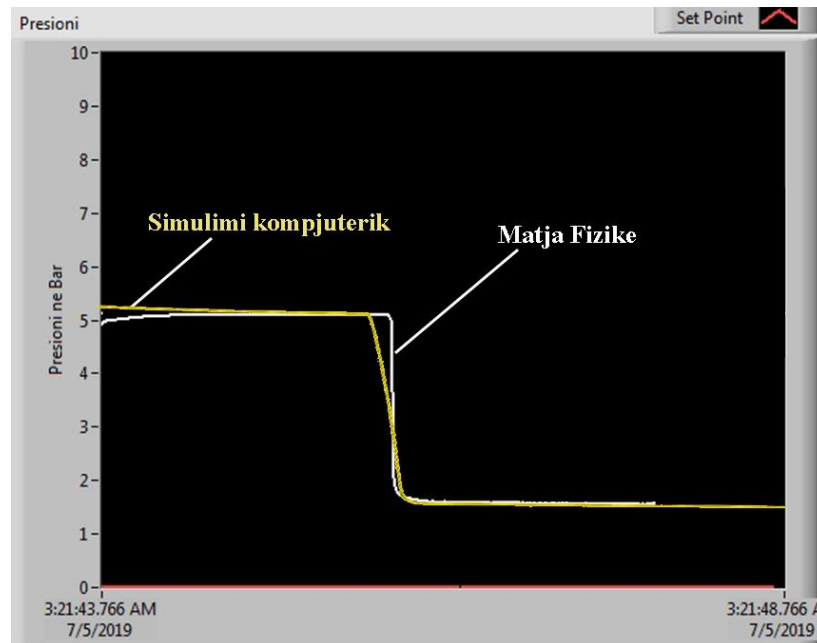


Fig. 3.2.57. Mbivendosja e grafikut të presionit të matur në hyrje të motorit pneumatik me grafikun e presionit në hyrje, të simuluar nga programi kompjuterik për presionin 5 bar

Në figurën 3.2.57 është paraqitur matja e drejtpërdrejtë tek modeli fizik, e varësisë së presionit në hyrje të motorit pneumatik nga koha. Sikurse shihet, në momentin e hapjes së valvulës komanduese kemi një rënie presioni. Kjo dukuri tregohet edhe nga grafiku i përftuar nga simulimi kompjuterik në LabView, me ngjyrë të verdhë. Të dy grafikët, ai i simulimit dhe grafiku i matur në mënyrë të drejtpërdrejtë tek modeli fizik, kanë një përputhshmëri të konsiderueshme.

KONKLUSIONE

Mbështetur në studimin e kryer në këtë punim konstatojmë se:

1. Eficienca energjitiqe e sistemeve pneumatike mund të përmirësohet nëpërmjet:
 - a. Aplikimit të zgjidhjeve konstruktive.
 - b. Përmasimit optimal.
 - c. Optimizimit të presionit të punës
 - d. Minimizimit të humbjeve
 - e. Minimizimit të rrjedhjeve të fluidit punues
2. Modeli virtual i prurjes në LabView (seksioni 3.2.1) mbështetur tek modeli matematik, ndihmon në përcaktimin e përmasave konstruktive optimale të kalimeve të fluidit punues tek komponentët e sistemit pneumatik. Modeli virtual i rrjedhjes së ajrit në tubacion (seksioni 3.2.2), mund të përdoret për përcaktimin e diametrave optimalë të tubacioneve. Modeli virtual i rregullatorit të prurjes ndihmon, gjithashtu, në përmasimin optimal të këtij të fundit.
3. Një ndër komponentet me të rëndësishëm në një sistem pneumatik të transmetimit të fuqisë, është valvula drejtuese proporcionale. Modeli virtual që kemi ndërtuar (seksioni 3.2.5), ndihmon në projektimin optimal të komponentëve konstruktivë të saj. Gjatë analizave të bëra me modelin virtual dhe të konfirmuara nga matjet fizike, i një rëndësie të veçantë tek këta komponentë, është përcaktimi i koeficientit optimal të ngurtësisë së sustës që mban piston-çinën në ekuilibër.
4. Modeli virtual i cilindrit pneumatik, prezantuar në seksionin (3.2.8), merr në konsideratë rrjedhjet e brendshme të cilindrit, humbjet për shkak të fërkimit. Analizimi i tyre ndihmon në minimizimin e humbjeve dhe rrjedhjeve të fluidit.
5. Modeli virtual i motorit pneumatik (seksioni 3.2.10), jep një lidhje midis dinamikës dhe ndikimit që kanë elementët konstruktivë në performancën e motorit. Gjithashtu ndihmon në optimizimin e komponentëve konstruktivë me qëllim minimizimin e humbjeve dhe rrjedhjeve të brendshme të fluidit.
6. I gjithë modeli matematik i sistemit pneumatik të marrë në konsideratë mund të ndihmojë në ndërtimin e funksioneve të transfertës me qëllim kontrollin PID (*proportional–integral–derivative controller*) të sistemit pneumatik. Këto funksione mund të futen në algoritmin kompjuterik që komandon elektrovalvulën proporcionale, duke realizuar komandimin, me precizion maksimal të aktuatorëve pneumatik.

REFERENCA

- [1] Londo. A “Transmisionet Hidropneumatike” 2008 Sh.B.L.U Tiranë 2008
- [2] Zecchi. A “Controllo ed Elaborazione Numerica dei Segnali Con LabVIEW” Milano: Tecniche Nuove. 1999
- [3] Andrew Parr “Hydraulics and Pneumatics” Third edition 2011
- [4] Peter Beater “Pneumatic Drives” First edition 2007
- [5] Oxford Economics “NFPA’s Global Fluid Power Report and Forecast” Spring 2017 Edition
- [6] National Instruments. "User Manual". January 2016
- [7] National Instruments. "Data Acquisition Basics Manual". January 2016
- [8] Ninka. I “Metoda Numerike” Tiranë: 1983
- [9] Hoxha. F “Analiza Numerike” Tiranë: Sh.B.U. 1997
- [10] Nuovo Colombo. “Manuale dell’Ingegnere” Torino: 1985
- [11] Walters. R.B "Sistemi di Regolazione Idraulici ed Elettroidraulici" Milano: Tecniche Nuove Maggio 1994. Fq.(95-107).
- [12] Steidel. R. F., Jr. "An Introduction to Mechanical Vibrations" Berkeley, California: August 1971
- [13] SMC “Electro Pneumatic Proportional Valve” product catalog 2017
- [14] Griffiths David J. “ Introduction to ElectroDynamics” Prentice Hall 1999
- [15] “Pneumatic Vane Motors” Catalogue PDE2670TCUK May 2014
- [16] National Instruments. "Function and VI Reference Manual" January 2016
- [17] Luciano A. Catalano, Michele Napolitano. “Elementi di Macchine Operatrici a Fluido”, Pitagora Editrice Bologna.
- [18] Nicola Nervegna. “ Oleodinamica e Pneumatica”. Politecnico di Torino 1998.

- [19] Peter Radgen Edgar Blaustein “Compressed Air Systems in European Union” Fraunhofer Institute Karlsruhe 2001.
- [20] Andersson S B, Bévençut G, Eckersten J, Ek G, Kalldin B (eds) (1975) Atlas
Atlas
Copco Air Compendium. Atlas Copco AB, Stockholm;
- [21] Barber A (1997) Pneumatic Handbook. 8th edn. Elsevier Advanced Technology,
Oxford
- [22] Ballard R L (1974) The dynamic characteristics of pneumatic actuator and valve
systems. Ph.D. thesis, University of Bath;
- [23] Wikander J (1988) Adaptive control of pneumatic cylinders. Doctoral thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm
- [24] Tustin A (1947) The effects of backlash and of speed-dependent friction on the
stability of closed-cycle control systems. IEE Journal 94: 143–151 (1947)
- [25] Pasieka L (1991) Untersuchungen zur Temperatur- und Energieverteilung in
pneumatischen Arbeitszylindern unter den besonderen Aspekten von
Temperaturgradienten und Wirkungsgraden. Doctoral dissertation, Pädagogische
Hochschule Erfurt/Mühlhausen
- [26] Raparelli T, Bertetto A M, Mazza L (1997) Experimental and numerical
study of
friction in an elastomeric seal for pneumatic cylinders. Tribology
International (1997)
- [27] [Blaine W Andersen](#) “The Analysis and Design of Pneumatic Systems New
York 1967)