

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжињерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Примењена механика и аутоматско управљање

Предмет: Теорија и техника мерења

Број индекса: 406/2011

Никола, Г. Гачевић

**Мерно-управљачки систем за одржавање константног
притиска у резервоару компримованог ваздуха при
континуалном раду клипног компресора
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Титула, име и презиме ментора - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Примењена механика и аутоматско управљање

Предмет: Теорија и техника мерења

Наслов рада: Мерно-управљачки систем за одржавање константног притиска у резервоару компримованог ваздуха при континуалном раду клипног компресора

Оквирни садржај рада: Принцип рада клипних компресора и основни експлоатациони параметри. Мерна инсталација за мерење експлоатационих параметара клипних компресора. Методе одржавања константног притиска у резервоару компримованог ваздуха при континуалном раду клипног компресора. Мерење протока ваздуха помоћу мерне бленде. Методе одржавања константног протока компримованог ваздуха при испитивањима компресора уз одржавање константног притиска у резервоару компримованог ваздуха. Систем за одржавање константног притиска: симулација и пројектовање мерно-управљачких елемената у систему за одржавање константног притиска.

Препоручена литература:

1. Јанков Р. : *Клипни компресори*, Машински факултет, Београд, 1990.
2. Park J., Mackay S.: *Practical Data Acquisition for Instrumentation and Control Systems*, Newnes, Linacre House, Jordan Hill, Burlington, 2003.
3. Australian Commercial Air Compressor Association: *ACACA Protocol™ 2000*, http://www.amei.com.au/downloads/acaca_protocol.pdf, преузето: јануар 2011.
4. ISO 5167-2:2003: *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full, Part 2: Orifice plates*, 2003.
5. Грујовић А., Грујовић Н.: *Техничка мерења II - Основи технике мерних средстава*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2005.
6. Тарановић Д., Давинић А., Пешић Р.: *Методе испитивања клипних компресора*, Конгрес Метролога 2005, Београд 18-20 мај 2005., стране 223-231, Зборник радова, 2005.

Крагујевац, 24.06.2013.

Ментор:

Др Драган Тарановић, доцент

Резиме

У овом раду урађена је симулација система, чија је улога одржавање константног притиска у резервоару при устаљеном раду клипног компресора. Прави избор величина и програмски пакет Матлаб (MATLAB), омогућили су правилну симулацију реалног процеса. Резултати симулације графички су приказани, док је дат предлог изгледа мерно-управљачког елемента.

Кључне речи: симулација, клипни компресор, цилиндар, притисак, ваздух.

Summary

This study describes a simulation of a system, whose role is to perserve constant preasure in the tank with stable work of the reciprocating compressor. Proper selection of the sizes and software package named Matlab, enabled us right simulation of the real process. Simulation results are graphically displayed, and given the proposal seems to measuring and control elements.

Keywords: simulation, reciprocating compressor, cylinder, pressure, air.

САДРЖАЈ

1. Увод	4
2. Принципи рада клипних компресора и основни експлатациони параметри.....	7
2.1. Испитивање клипних компресора	8
3. Мерне инсталације мера мерење експлатационих параметара клипних компресора	13
3.1. Моделирање мерне исталације	13
3.2. Блок за опетећење	15
3.3. Мерење протока компримованог ваздуха	17
4. Метода одржавања константног притиска у резервоару компримованог ваздуха при континуалном раду клипних компресора	20
4.1. Блок за оптерећивање компресора	20
4.2. Системи за регулацију протока ваздуха	21
4.3. Систем за регулацију протока ваздуха	23
5. Мерење протока помоћу мерне бленде.....	31
5.1 Мерни систем за мерење протока.....	31
6. Методе одржања константног протока компримованог ваздуха при испитивањима компресорима уз одржавање константног притиска у резервоару компримованог ваздуха.....	34
7. Системи за одржање константног притиска.....	40
7.1. Моделирање и симулација мерно-управљачког система за одржање константног притиска у резервоару.....	40
7.2. Резултати симулације и њихова анализа.....	42
8. Закључак.....	50
9. Литература	51

1. Увод

Компресори се користе за компримовање гасова до различитих притисака. Компримовани ваздух се користи као извор енергије у пнеуматским системима у разним областима: индустрији, возилима итд.

У моторним возилима компресори се користе за добијање компримованог ваздуха у пнеуматским кочним системима, системима ослањања итд. Компримовани ваздух код моторних возила се производи помоћу клипних компресора а затим се складишти у одговарајућим резервоарима. Када се постигне жељени притисак у резервоару компресор престаје да ради док притисак у резервоару услед потрошње компримованог ваздуха не падне испод одређеног нивоа када се компресор поново укључује. Примена компресора у системима од којих зависи безбедност возила захтева да се компресори стално испитују у циљу побољшања њихових употребних и експлоатационих карактеристика. Испитивања компресора, поготово она којима се испитује њихова трајност и поузданост, често захтевају њихов континуални рад у дужем временском периоду при чему је неопходно да се одржава константан притисак у резервоару компримованог ваздуха.

Циљ овог рада је моделирање мерно-управљачког система који омогућава одржавање константног притиска у резервоару при устаљеном раду клипног компресора. Тема обухвата широк спектар знања која се треба применити како би се стигло до крајњег циља.

На самом почетку дефинише се појам компресора, њихова подела као и принцип рада клипних компресора који и представљају сферу нашег интересовања. Поред дефинисања и упознавања са принципима рада клипних компресора, једна од битнијих ствари пре моделирања мерно-управљачког система, јесу и стандарди који се морају испоштовати.

Даље је дат детаљан опис система који се користи за испитивање компресора код кога је потребно модификовати систем за одржавање константног притиска у резервоару, као и сви параметри који директно утичу на резултате испитивања. Посебно је анализиран систем за мерење протока ваздуха којим се практично одређује количина ваздуха коју континуално производи клипни компресор.

Представљене су методе и систем за одржавања константног протока ваздуха при испитивању компресора уз одржавање константног притиска у резервоару, као и предлог за надоградњу постојећег система ради постизања бољег резултата.

Уз помоћ програмског пакета Матлаб (MatLAB) и математичких релација које су имплементирани у програмски пакет направљена је прорачун рада компресора, односно прорачун производње компримованог ваздуха, као прорачун потрошње компримованог ваздуха да би се одржавао константи притисак у резервоару. На основу тих прорачуна су дефинисане карактеристичне вредности појединих елемената које чине мерно-управљачки систем за одржавање константног притиска у резервоару као и карактеристични конструктивни детаљи тог система.

На основу прорачунатих вредности елемената мерно-управљачког система у модулу Симулинк програмског пакета Матлаб (MatLAB) направљен је модел система компресор - резервоар - систем за одржавање константног притиска у резервоару. На основу тог модела су извршена испитивања мерно-управљачког система у временском домену. На основу симулација помоћу модела извршена је провера карактеристика мерно-управљачког система и затим је дат конструктивни цртеж за реализацију сервовентила који представља главни извршни орган у мерно-управљачком систему.

2. Принцип рада клипних компресора и основни експлатациони параметри

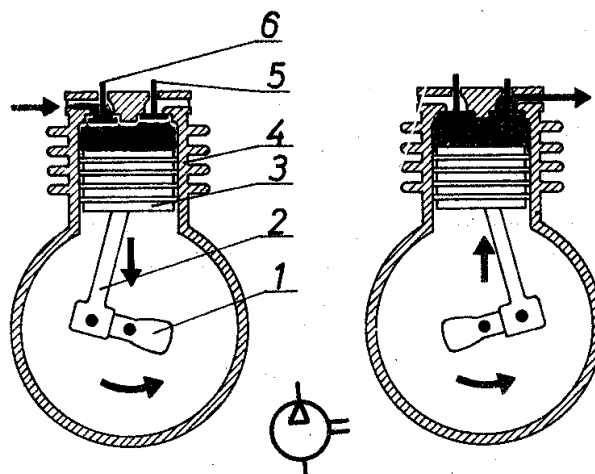
2.1 Клипни компресори

Компресори су радне машине који служе за сабијање и транспорт гасова и паре. У зависности од принципа рада, деле се у две основне групе.

Прва група обухвата машине, код којих долази до сабијања гаса који струји кроз њих дајући му кинетичку и потенцијалну енергију. Најзначајнији представници ове групе су радијални и аксијални компресори. На овом принципу раде турбокомпресори, а поред њих у ову групу спадају и струјне дуваљке (пумпе) или компресори (ејектори).

Друга група обухвата машине, код којих долази до сабијања гаса услед смањивања запремине радног простора. Повећање и смањење запремине радног простора врши се периодичним транслаторним кретањем клипа у цилиндру компресора (клипни компресори) или ротационим кретањем посебно обликованих клипова (ротациони и завојни компресори). Ове врсте клипних компресора, са транслаторним и ротационим кретањем клипа, спадају у клипне компресоре, али под овим појмом подразумевамо само компресоре са транслаторним кретањем клипа. Такав тип компресора се користи у раду.

У пракси се највише користе клипни компресори који могу бити једностраног и двостраног дејства, у зависности од тога да ли сабијање врше са једне или обе стране клипа. Према броју цилиндара деле се на једноцилиндричне и вишецилиндричне, при чему су и вишецилиндрични обично и вишестепени. Једностепени компресори дају ваздух притиска 6 до 10 bar, а двостепени до 15 bar, компресори високог притиска, тростепени и четворостепени дају притисак и преко 1000 bar [1].



1 – Коленасто вратило
2 - Клипњача
3 – Клип

4 – Цилиндар
5 – Потисни вентил
6- Усисни вентил

Слика 1. Клипни компресор [10]

Обртно кретање коленастог вратила преко клипњаче претвара се у праволинијско кретање клипа. При кретању клипа наниже у цилиндру се смањује притисак, отвара усисни вентил и атмосферски ваздух улази у цилиндар. При томе је потисни вентил затворен, а при кретању у супротном смеру ваздух се сабија, затвара усисни, а отвара потисни вентил и ваздух се потискује у резервоар, што видимо на претходној слици 1 [10].

У зависности од коначног притиска сабијања разликујемо следеће типове компресора:

1. Вакум сисалке (пумпе)- служе за транспорт гасова и паре из простора у коме постоји подпритисак. За ову сврху клипни компресори се данас ретко израђују.
2. Дуваљке (пумпе)- користите се за испирање код двотактних мотора, за високе пећи и железаре када је притисак сабијања мањи од 3 bar.
3. Нископритисни компресори - најчешће се користе за пренос енергије компримованог ваздуха за погон пнеуматских алата и уређаја, за кочнице теретних возила, разна пнеуматска постројења итд. када је притисак сабијања у распону од 3 до 12 bar.
4. Средње притисни компресор - од 10 до 150 bar, највећу примену имају у хемијској индустрији, за централе за даљинско развођење компримованог ваздуха, користе се и за сабијање ваздуха у ваздушној комуникацији авиона, а за обезбеђивање рада разних механизма и уређаја.
5. Високопритисни компресори - од 200 до 2500 bar, примењују се у азотарама, при синтези гаса под притиском, за пуњење флаша са гасом под притиском итд.

Поред ових подела постоји још једна битна подела, а то је према количини протока:

1. мали компресори до $10 \text{ m}^3/\text{min}$,
2. средњи компресори од 10 до $100 \text{ m}^3/\text{min}$,
3. велики компресори од $100 \text{ m}^3/\text{min}$ и више.

Многе закључке о компресорима и његовим перформансама можемо донети на основу погонске снаге компресора која се креће од неколико W до снага од око 7000 kW.

Клипни компресори разликују се и по својој намени и по погонским условима. Компресори за ваздух се не могу применити за компресоре за кисеоник, компресори за транспортна постројења се разликују од компресора за стационарни погон [1].

2.2 Испитивања клипних компресора

Како не би дошло до забуне приликом приказивања резултата испитивања карактеристика компресора од стране произвођача и ради даљег упоређивања карактеристика са другим произвођачима, установљени су одређени стандарди који се морају поштовати приликом испитивања. Постоје три основна типа испитивања:

- Стандардна испитивања спроводе се на узорцима компресора која су произведена у серијској производњи у циљу утврђивања механичких, топлотних карактеристика и испитивању поузданости.
- Нестандардна испитивања врше се у циљу утврђивања карактеристика која су изузета стандардним испитивањем или се врше под нестандартним условима. Ова врста испитивања се врши ради провере постојећих нумеричких метода и стварању нових, за побољшања карактеристика компресора итд.
- Контролна испитивања као и што сам назив каже, служе за контролу параметара и виталних делова компресора у циљу постизања најекономичнијег ражима рада.

Србија нема свој стандард за испитивање компресора па је за њу релевантан европски стандард ISO 1217:1996. Овај стандард дефинише све врсте и величине компресора као и стандарде методе мерења карактеристика. Величине које одређују карактеристике компресора су:

- *Стварни запремински проток* је проток компримованог гаса кроз издувни део компресора нормализован на укупни притисак, температуру и састав гаса на усисном делу компресора.
- *Стандардизовани запремински проток* је стварни запремински проток кроз издувни део компресора, али нормализован на стандардизоване услове на усисном делу компресора (температура, притисак и састав гаса).

- *Изотермичка снага* је снага која је теоријски потребна за компресију идеалног гаса при константној температури, у компресору без губитака, за дати притисак на усисном делу и дати притисак на издувном делу компресора.

- *Изоентропска снага* је снага која је теоријски потребна да се компримује гас при константној ентропији за дати притисак на усисном делу и дати притисак на издувном делу компресора.

- *Погонска снага* је снага на погонској осовини компресора која је једнака збиру механичких губитака и снаге радних процеса компресора при чему се не узимају у обзир губици у спољашњим трансмисијама (редуктори или каишни преноси), осим ако нису саставни делови система погона.

- *Изотермичка ефикасност* представља однос изотермичке снаге и погонске снаге.

- *Изоентропска ефикасност* представља однос изентропске снаге и погонске снаге.

- *Запреминска ефикасност* је однос стварног запреминског протока и радне запремине цилиндра компресора.

- *Специфична потрошња енергије* је погонска снага по јединици стварног запреминског протока компресора.

- *Специфична потрошња горива* је масена потрошња горива по јединици стварног запреминског протока компресора.

Уређаји и мерна опрема за мерење карактеристика компресора по стандарду ISO 1217 нису прописани већ су прописане само величине које треба мерити и са којом тачношћу.

Овај стандард дефинише мерне методе за мерење:

- запреминског протока,
- погонске снаге,
- кондензата из ваздуха,
- утрошка погонског горива или паре (ако се за погон компресора користи мотор са унутрашњим сагоревањем или парна турбина).

Примена стандарда ISO 1217 је сложена, па су многе националне, као и многе друге институције, које се баве овом проблематиком направиле сопствене стандарде на бази ISO 1217.

Аустралијско пословно удружење за компресоре за ваздух ACACA (Australian Commercial Air Compressor Association) дефинисало је протокол ACACA Protocol™ 2000. Овим протоколом прописан је начин одређивања запремине цилиндра компресора, метода за одређивање испоруке ваздуха из околине и облик тест документа. Протокол се примењује за компресоре чија је испорука ваздуха до 600 L/min [3].

Метода за одређивање испоруке ваздуха по протоколу ACACA Protocol™ 2000 дата је следећом релацијом :

$$FAD = \frac{V_R(p_2 - p_1)}{p_0 t} = \frac{V_R}{t} \frac{800 \text{ kPa} - 600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} = \frac{2V_R}{t}. \quad (1)$$

Америчко удружење машинских инжењера ASME (The American Society of Mechanical Engineers) које је надлежно за предлагање стандарда у Сједињеним Америчким Државама у својој области направило је тест процедуре за испитивање центрифугалних и аксијалних компресора и вентилатора ASME PTC 10-1997. У стандарду је детаљно дефинисана методологија и мерна опрема за мерење карактеристика аксијалних и центрифугалних компресора. Прописана мерна опрема не може се користити за мерење карактеристика клипних компресора.

Руским стандардом ГОСТ 20073-81 су дефинисана стандардна и контролна испитивања клипних компресора. Стандардом су дефинисане карактеристике компресора које треба измерити, методе мерења, мерна опрема коју треба користити за та мерења и предлози мерне инсталације.

Према стандарду ГОСТ 20073-81 основни параметри компресора су:

- маса и димензије компресора,
- стварна запреминска испорука компресора,
- стандардизована запреминска испорука компресора,
- коефицијент испоруке,
- индикаторска снага,
- погонска снага,
- број обртаја погонског вратила компресора,
- механички коефицијент корисног дејства,
- коефицијент сабијања ваздуха (однос притисака ваздуха на улазу и излазу компресора),
- границе или степен регулације произведеног компримованог ваздуха и одговарајући опсег промене притиска ваздуха и погонске снаге,
- утрошак флуида (воде, ваздуха) за хлађење,
- утрошак мазива,
- ниво буке коју производи компресор,
- ниво вибрација које производи компресор.

Параметри које је неопходно мерити у току испитивања компресора по стандарду ГОСТ 20073-81 су:

- стање ваздуха који се компримује на почетку испитивања – почетна температура, влажност и притисак,
- стање ваздуха који се компримује на крају испитивања – крајња температура, влажност и притисак,
- број обртаја погонског вратила компресора,
- погонски момент на погонском вратилу компресора,
- притиска у цилиндру компресора,
- угаони положај коленастог вратила компресора,
- почетна и крајња температура воде или друге течности која се користи за хлађење компресора на самом компресору и у хладњаку ,
- температура и притисак уља за подмазивање компресора,
- ниво буке коју производи компресор,
- ниво вибрација које производи компресор,
- количина кондензата.

3. Мерне инсталације за мерење експлоатационих параметара клипних компресора

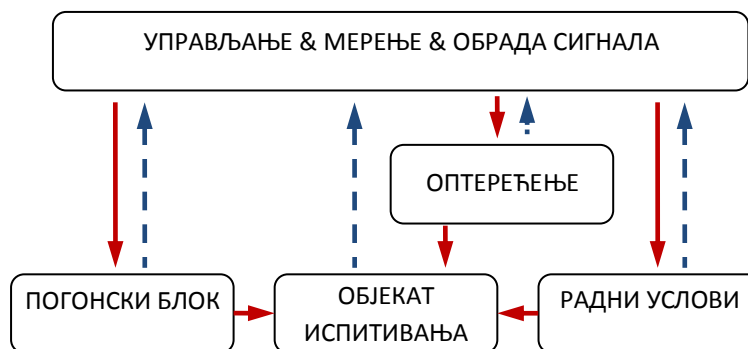
3.1 Моделирање мерне инсталације

Сагледавањем прописа који дефинишу карактеристике клипних компресора моторних возила и упознавањем са постојећим мерним инсталацијама које се користе за стандардна и нестандартна испитивање компресора дефинишемо основне карактеристике намене нове мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила. Дефинисањем карактеристика и намене мерне инсталације врши се пројектовање и формирање техничке документације, на основу техничке документације врши се моделирање и симулација мерне инсталације како би се проверила исправност предложеног решења. Провером предложеног решења утврђујемо, да ли су постављени захтеви задовољени и ако јесу врши се израда мерне инсталације.

Мерна инсталација првенствено је намењена за стандардна и нестандартна мерења клипних компресора на моторним возилима погонске снаге до 4 kW са максималним бројем обртаја погонског вратила до 3000 min^{-1} , али због конструктивне сличности компресора и мотора СУС мерна инсталација може да се користи и за мерење карактеристика малих СУС мотора без паљења горива смеше у цилиндру. На мерној инсталацији обављају се следећа испитивања:

- Мерење номиналних параметара компресора у стационарним условима,
- Динамичка испитивања радних процеса компресора,
- Триболошка испитивања компресора и мотора СУС,
- Одређивање структуре механичких губитака компресора и мотора СУС,
- Упоредна испитивања мазива за компресоре и моторе СУС.

На слици 2. приказан је блок дијаграм мерне инсталације. Црвеном пуном линијом су обележени управљачки сигнали а плавом испрекиданом линијом мерни сигнали.



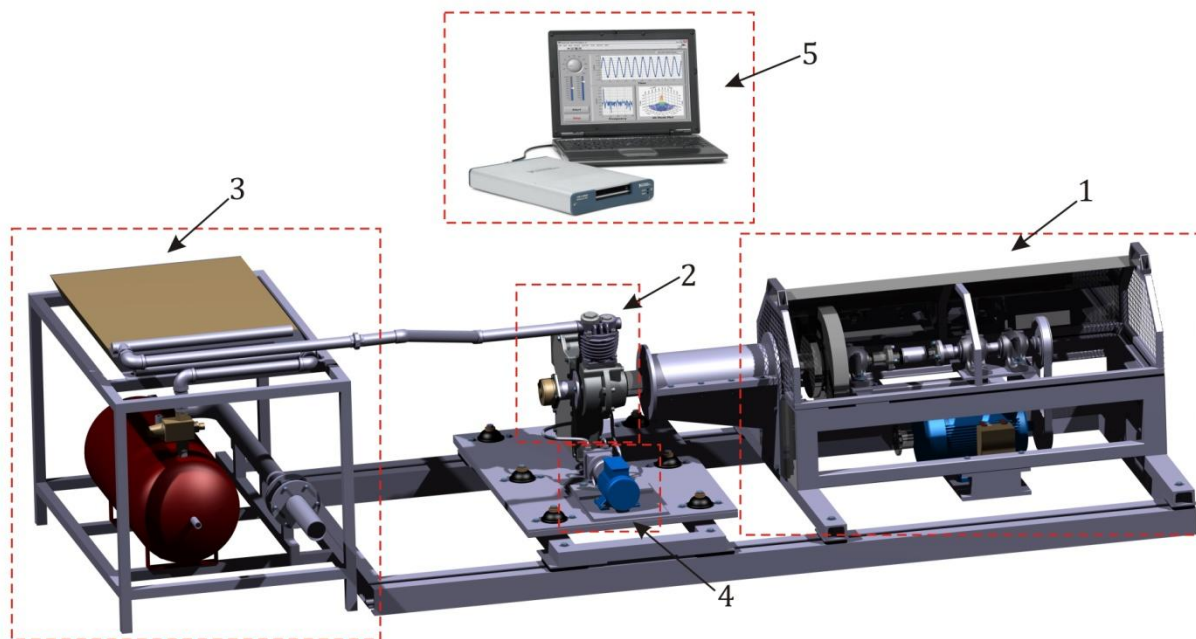
Слика 2. Блок дијаграм мерне инсталације[7]

Мерна инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила састоји се од следећих блокова:

- Погонски блок - треба да обезбеди погонску снагу до 4 kW при максималном броју обртаја од 3000 min^{-1} . Погонску снагу одређујемо на основу мерења момента и броја обртаја погонског вратила. Задатак овог блока је и да број обртаја погонског вратила прилагоди процесу који је у току.
- Објекат испитивања - односно компресор, опрема се мерним елементима којима се одређује притисак у цилиндру, угаони положај коленастог вратила, количина усисаног ваздуха и температура у карактеристичним тачкама компресора. Управљање радом компресора није потребно већ се користи, управљачки систем самог компресора.
- Блок за оптерећивање - овај блок омогућава мерење количине и притиска произведеног компримованог ваздуха, хлађење и складиштење тог ваздуха у одговарајући резервоар и његово контролисано трошење, зато је неопходно мерити температуру, притисак и влажност компримованог ваздуха у карактеристичним тачкама система.
- Блок за обезбеђивање радних услова - овај блок треба да обезбеди радне услове сличне оним који постоје на моторном возилу како би се обезбедило нормално функционисање компресора. То се првенствено мисли на подмазивање и хлађење компресора. У оквиру овог блока врше се мерења климатских карактеристика при којима се изводе испитивања.
- Блок за управљање, мерење и обраду сигнала- као што и сам назив овог блока каже служи за прикупљање, снимање и обраду резултата мерења која се обављају у осталим функционалним целинама мерне инсталације како би се вршило управљање системом за оптерећење и погонским делом у зависности од жељеног режима испитивања.

На основу претходних захтева направљена је мерна инсталација која омогућава мерење параметара компресора, управљање радом мерне инсталације и обрадом резултата

мерења. Функционална блок шема мерне инсталације и распоред функционалних целина мерне инсталације приказан је на следећој слици.



- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1 - Погонски блок | 4 - Блок за обезбеђење радних услова |
| 2 - Објект испитивања (Компресор) | 5 - Блок за управљање, мерење и обраду сигнала |
| 3 - Блок за оптерећивање | |

Слика 3. Шема мерне инсталације

3.2 Блок за оптерећивање

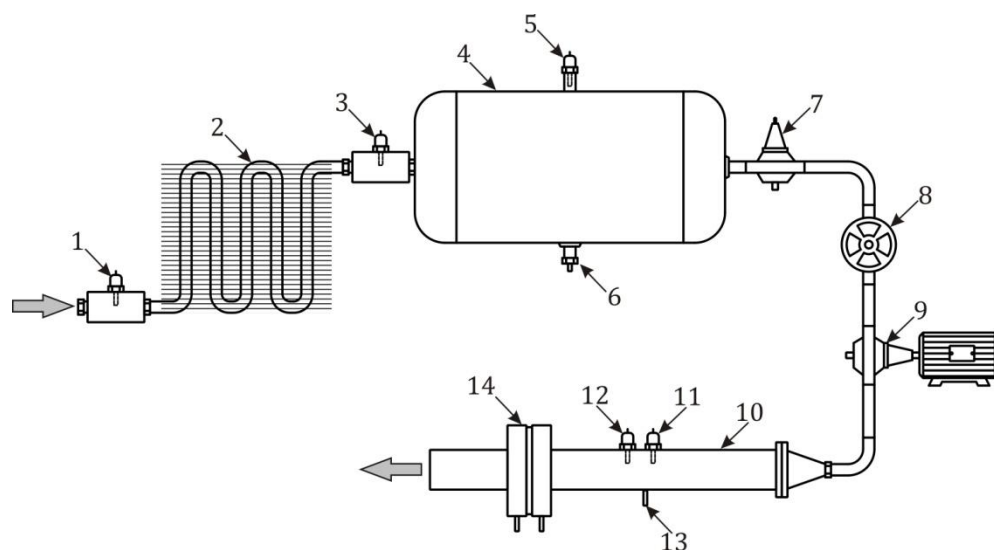
У експлоатационим условима компресор производи компримовани ваздух који се складишти у одговарајућем резервоару и користи по потреби, у току нестандартних испитивања компресора тај ваздух се одмах троши, односно испушта из резервоара да би се у резервоару одржавао константан притисак. Практично у стационарном стању компресор производи тачно онолико компримованог ваздуха колико се испушта из резервоара, што значи да ми на основу мерења протока ваздуха који се испушта из резервоара меримо количину ваздуха коју компресор компримује. Одржавање константног притиска у резервоару захтева да се на излазу резервоара поставе вентили којима се регулише испуштање компримованог ваздуха, а самим тим и притисак у резервоару.

Ваздух из компресора излази загрејан па је неопходно да се охлади до доласка у резервоар, хлађење се врши помоћу хладњака. Мерењем температуре компримованог ваздуха пре и после хладњака мери се ефикасност хладњака.

После хлађења компримованог ваздуха долази до кондензације воде. Кондензована вода се испушта помоћу дренажне славине и може се прикупљати и мерити.

Спречавање стварања превеликог притиска у резервоару, ако је вентил за испуштање ваздуха затворен, врши се уградњом сигурносног вентила. Притисак на који је подешен сигурносни вентил представља и ограничење до максималног притиска до ког се могу вршити испитивања. При испитивањима максимални притисак треба да је за 10% мањи од подешеног притиска сигурносног вентила [6].

На слици 4. дата је принципијелна шема блока за оптерећивање мерне инсталације.



- 1 - Давач температуре на излазу компресора
- 2 - Хладњак
- 3 - Давач температуре после хладњака
- 4 - Резервоар
- 5 - Сензор притиска у резервоару
- 6 - Дренажни вентил
- 7 - Сигурносни вентил

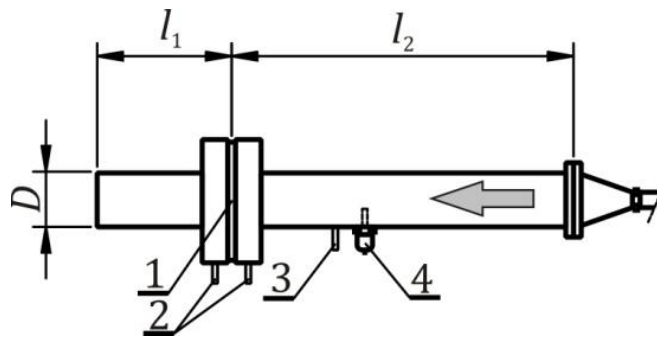
- 8 - Ручни вентил
- 9 - Електрични сервовентил
- 10 - Мерна цев мерача протока
- 11 - Сензор температуре ваздуха на излазу
- 12 - Сензор влажности ваздуха на излазу
- 13 - Прикључак за мерење притиска у мерној цеви
- 14 - Мерна бленда

Слика 4. Принципијелна шема блока за оптерећивање мерне инсталације

3.3 Мерење протока компримованог ваздуха

Мерење протока компримованог ваздуха компресора је врло значајно за одређивање употребних карактеристика компресора и за ова мерења најчешће се користе мерни давачи са Вентуријевом цеви, млазницом или блендом. За мерење протока ваздуха у компресору користи се мерна бленда, променом пречника мерне бленде могуће је мерење у широком опсегу[5].

Примена мерних бленди захтева да се по стандарду ISO 5167-2:2003 реализује цевни систем дужине l_2 пре мерне бленде и l_1 после мерне бленде који омогућава да струјање ваздуха у цеви буде ламинарно. Минималне дужине l_2 и l_1 зависе од унутрашњег пречника цеви и дефинисане су стандардом. Цевни систем са мерном блендом приказан је на следећој слици 5.



1 - Мерна бленда

2 - Прикључци диференцијалног манометра

3 - Прикључак за мерење притиска у цеви

4 - Сензори температуре и влажности ваздуха

Слика 5. Цевни систем са мерном блендом[10]

Према стандарду EN ISO 5167-2:2003 масени проток ваздуха дат је релацијом:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (2)$$

где је

q_m - масени проток ваздуха,

C - коефицијент протока мерне бленде,

ε - коефицијент експанзије,

$\beta = \frac{d}{D}$ - однос пречника отвора мерне бленде и унутрашњег пречника цеви,

d - пречник отвора мерне бленде,

D - унутрашњи пречник цеви,

ρ_1 - густина ваздуха у цеви пре мерне бленде,

Δp - пад притиска на мерној бленди.

Запремински проток ваздуха се одређује из релације:

$$q_v = \frac{q_m}{\rho_1} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_1}} \quad (3)$$

где је

q_v - запремински проток ваздуха.

Коефицијент протока мерне бленде, C , зависи од зависи од Рејнолдсовог броја а сам Рејнолдсов број зависи од протока. Због тога су Ридер-Харис/Галагер (Reader-Harris/Gallagher) формирали сложене емпиријске једначине за одређивање коефицијента протока које су део стандарда ISO 5167-2:2003 [4].

Коефицијент експанзије, ε , се одређује помоћу емпиријске формуле дефинисане у стандарду ISO 5167-2:2003. Вредност коефицијента експанзије је блиска јединици.

Рејнолдсов број се одређује итеративно на основу релација које су дате у стандарду ISO 5167-1:2003.

Густина ваздуха у цеви зависи од апсолутног притиска и температуре ваздуха у цеви пре мерне бленде. При томе се сматра да је ваздух сув, без влаге. Густина ваздуха се одређује у односу на неку референтну, стандардизовану вредност густине ваздуха при познатом притиску и температури према релацији:

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{p_0}{p_1} \frac{T_1}{T_0}, \quad (4)$$

где је

T_1 - апсолутна температура ваздуха у цеви пре мерне бленде, [K],

p_1 - апсолутни притисак ваздуха у цеви пре мерне бленде, [Pa],

$T_0 = 288,15$ K - референтна апсолутна температура ваздуха,

$p_0 = 101325$ Pa - референтни апсолутни притисак ваздуха,

$\rho_1 = 1,225$ kg/m³ - референтна густина ваздуха при референтним условима притиска и температуре ваздуха.

Референтне вредности за ваздух су преузете из публикације америчких државних установа (поморство, авијација, астронаутика) које су дефинисале стандардне карактеристике ваздуха .

Из претходне анализе се види да је за одређивање протока ваздуха помоћу мерне бленде неопходно мерити следеће параметре:

- пад притиска на мерној бленди,
- апсолутни притисак ваздуха у цеви пре мерне бленде,
- температуру ваздуха у цеви пре мерне бленде,
- влажност ваздуха у цеви пре мерне бленде.

4. Методе одржања константног притиска у резервоару компримованог ваздуха при континуалном раду клипног компресора

4.1 Блок за оптерећивање компресора

Блок за оптерећивањем компресора је реализован као посебна целина која је еластичним, термостабилним цревом повезана са излазом клипног компресора, резервоар има запремину од 55,2 L, а хладњак са прикључним цревима 4,7 L. На слици 6 приказан је блок за оптерећивање компресора са компонентама које су нумерисане следећим редом:



Слика 6. Блок за оптерећење компресора[7]

1. еластично црево
2. хладњак
3. датчик температуре после хладњака
4. резервоар
5. сензор притиска у резервоару
6. дренажни вентил
7. сигурносни вентил

8. ручни вентил
9. електрични сервовентил
10. мерна цев мерача притиска
11. сензор температуре и влажности ваздуха
12. прикључак сензора притиска у мерној цеви
13. мерна бленда.

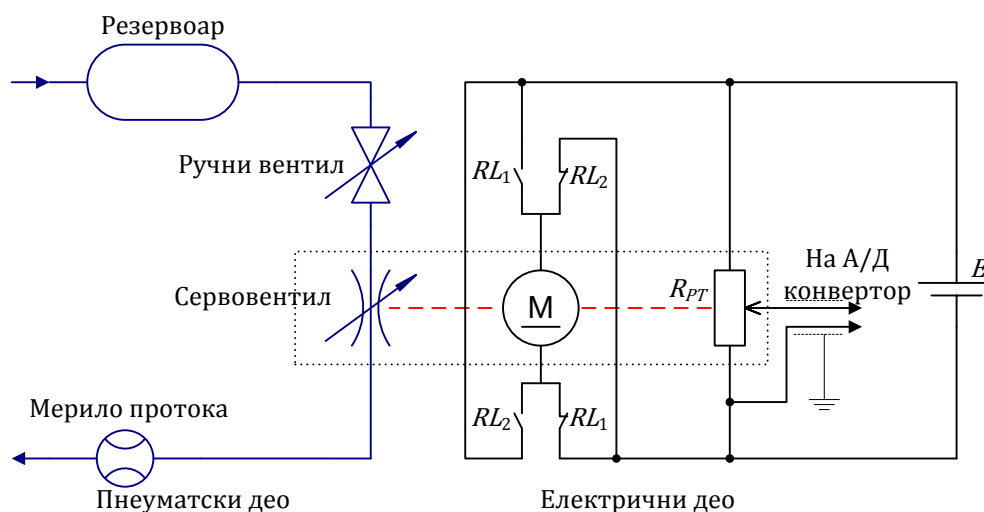
4.2 Системи за регулацију протока ваздуха

Систем за регулацију протока ваздуха заснива се на регулацији притиска у резервоару, који треба да има константну вредност. Овај систем нам омогућава подешавање регулације ручно или помоћу рачунара.

Ручна регулација притиска у резервоару постиже се ручним подешавањем вентила на излазу из резервоара док се не постигне жељени проток ваздуха при коме је притисак у резервоару константна величина.

Регулација помоћу рачунара захтева управљање системом преко сервовентила који се налази на излазу из резервоара. Управљање сервовентилом може да буде на бази аутоматске регулације притиска у резервоару у затвореној петљи или на основу измерених мапа у којима је дефинисан положај вентила при одговарајућем броју обртаја погонског вратила компресора.

Шематски приказ пнеуматског и електричног дела инсталације система за регулацију протока ваздуха, односно притиска у резервоару, приказан је на слици 7.



Слика 7. Шематски приказ система за регулацију протока ваздуха

Сервовентил састоји се од вентила који се отвара и затвара помоћу једносмерног електромотора, положај вентила се мери помоћу потенциометра R_{PT} . Напон на потенциометру који је директно сразмеран са положајем засуна вентила, може да се мери помоћу А/Д конвертора.

Отварање вентила постиже се довођењем једносмерног напона на мотор укључивањем релеја RL_1 , а процес затварања вентила постиже се довођењем једносмерног напона на релеј RL_2 .

Процес отварања и затварања вентила може се реализовати и помоћу четири полупроводничка прекидача, што је мој предлог за овај систем регулације, јер полупроводнички прекидачи имају бржи одзив систем него релеји. Тада би процеси отварања и затварања вентила били бржи, а губици који настају услед спорости система смањили би се.

Управљање протоком постиже се реализацијом управљачког алгоритма у затвореној петљи типа Укључено/Искључено (ON/OFF регулација). Код оваквог типа регулације потребно је поред жељене вредности притиска у резервоару p_{ref} , дефинисати и опсег у коме се одржава притисак у резервоару константним. Опсег се дефинише као одступање од жељене вредности и износи $\pm \Delta p_h$ и представља хистерезис процеса регулације притиска у резервоару. Мотор сервовентила се укључује само кад притисак не задовољава дату релацију:

$$p_{ref} - \Delta p_h < p < p_{ref} + \Delta p_h \quad (6)$$

Управљачки алгоритам сервовентила приказан је на слици 8.

Одржавање константног притиска у резервоару при устаљеним условима могуће је постићи јер се помоћу потенциометра у сервовентилу зна тачан положај вентила. Ово је управљање у отвореној петљи и могуће је само када се мерењима одреди функција:

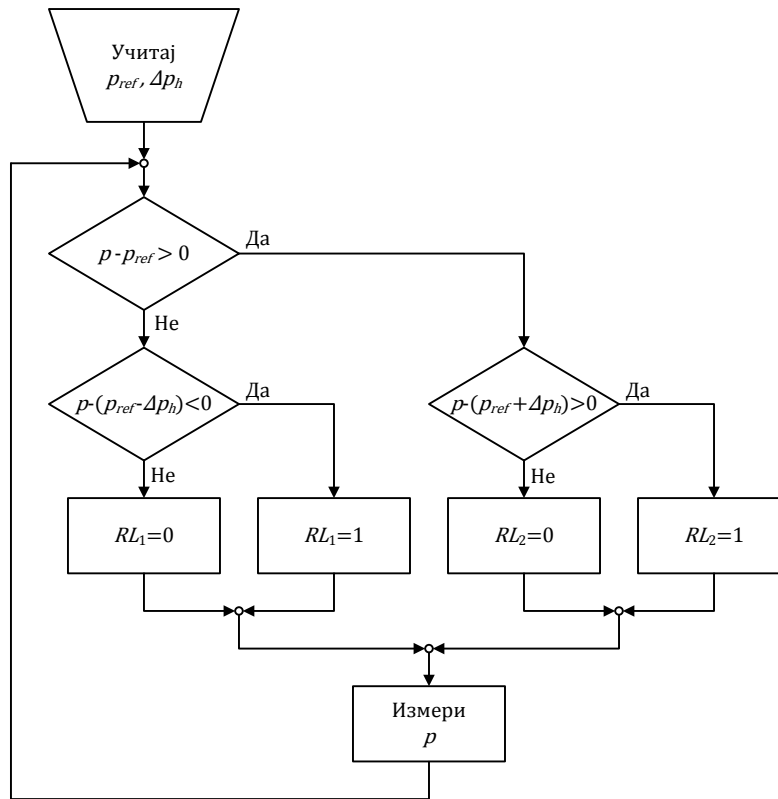
$$p = f_1(n, U_{PT}), \quad (7)$$

где је

U_{PT} - напон на потенциометру положаја сервовентила,

а на основу једначине одреди се зависност:

$$U_{PT} = f_2(p, n). \quad (8)$$



Слика 8. Алгоритам аутоматског регулисања притиска у резервоару

После експерименталног одређивања зависности дате једначином (7) постављањем сервовентила у жељени положај, што се постиже померањем засуна сервовентила, који одговара напону на потенциометру сервовентила добијеном на основу једначине (8), при жељеном, константном броју обртаја погонског вратила у стационарним условима постиже се одржавање жељеног, константног притиска у резервоару.

4.3 Систем за регулацију протока ваздуха

Да би се добили што прецизнији резултати, систем за регулацију протока ваздуха моделиран је у програмском пакету Матлаб (MatLAB). Овај програм, компаније MathWorks, намењен је за решавање различитих математичких и инжењерских проблема и у њему је могуће поред моделовања реализовати и израчунавати различите математичке функције, развити алгоритам, вршити разне симулације, графички приказати резултате. Као такав у индустријском окружењу представља алат у области истраживања, развоја и анализе.

У овом програмском окружењу имплементирани су релације које се користе за описивање Питоове цеви, која представља пнеуматски мерни давач који на основу разлике статичког и динамичког притиска мери брзину струјања ваздуха и других гасовитих флуида. Полазећи од Бернулијеве једначине,

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \rho g h_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \quad (8)$$

ако су висине положаја једнаке $h_1 = h_2$, Бернулијева једначина добија следећи облик

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \quad (9)$$

где су:

p_1 и p_2 - притисци флуида

v_1 и v_2 - релативне брзине струјања флуида,

ρ - густина флуида.

У тачки стагнације, релативна брзина струјања флуида је нула, и у тој тачки мери се статички притисак p_1 , а у тачки са стварном брзином мери се динамички притисак p_2 . Разликом притисака $\Delta p = p_1 - p_2$ добија се да је [5]:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (10)$$

На основу Бернулијеве једначине која важи за хоризонталну цев, за запремински проток добили смо једначину:

$$q_v = \alpha S_2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (11)$$

где су:

α - фактор протока

S_2 - површина попречног пресека цеви.

Вредност запреминског протока једнака је протоку ваздуха кроз цилиндар компресора (у овом случају позната величина) која је дата је следећом релацијом:

$$q_v = \frac{nV}{60} \quad (12)$$

n - број обртаја погонског вратила,

V - запремина цилиндра.

Изведена је релација за површину попречног пресека која је имплементирана у Матлаб (MatLAB)-у:

$$S_2 = \frac{q_v}{\alpha \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (13)$$

где су:

α - фактор протока

S_2 - површина попречног пресека цеви.

Као улазне параметре за моделирање система за регулацију ваздуха коришћене су вредности [2]:

Δp - који може да буде у распону од 0 до 10 bar, са кораком од 1 bar,

n - број обртаја погонског вратила мотора од 200 до 3000 min⁻¹, са кораком од 300 min⁻¹,

$V = 150 \text{ cm}^3$

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

$\alpha = 0,8$,

Ове величине су уврштене у претходне једначине и имплементиране у следећи код, који омогућава графички приказ одзива система, као и стварање матрице S_2 из које се одговарајућим наредбама издвајају минимални и максимални члан, који омогућавају одређивање опсега попречног пресека сервовентила помоћу којег се врши регулација протока и самим тим одржавање константног притиска у резервоару.

```
clear all
close all
clc
Vc = 15e-5;% zapremina
ro = 1.2; % gustina vazduha
p = 1e5:1e5:1e6;% pritisak
n = 3:5:50; % broj obrtaja motora
alfa =0.8; % faktro protoka
q1 = n*V; % protok
S2 = zeros(length(p),length(n));

for br1 = 1:length(p)
    for br2 = 1:length(n)
        S2(br1,br2) = q1(br2)/(alfa*sqrt(2*p(br1)/ro));
    end
    clear br2
end
clear br1
```

```

figure
mesh(n,p*1e-3,S2)
xlabel('n(1/s)')
ylabel('p (kPa)')
zlabel('S2(m^2)')

T=0.1; % period
S0=max(max(S2)); % maksimalni clan
S=min(min(S2)); % minimalni clan
Tmin= S*T/S0;

display(Tmin);
display(S0);
display(S);

```

Максимални и минимални члан матрице, као и временски период приказан је на следећој слици 9.

```

Tmin =

    0.0020

S0 =

    2.2045e-005
|
S =

    4.3571e-007
>> |

```

Слика 9. Приказ минималног и максималног члана матрице S_2

Графички приказ зависности потребног попречног пресека од за жељени притисак у резервоару при промени броја обртаја погонског вратила компресора приказан је на слици 10. На слици се уочава да је критична вредност на максималном броју обртаја погонског вратила и на ниској жељеној вредности притиска у боци.

Критичне вредности који смо добили овом симулацијом не представљају реалну слику одзива нашег система, па самим тим неће бити циљ нашег даљег интересовања. Реалне вредности одзива система представљене су на слици 11. ван уоквирене површине и оне показују да вредности површинског попречног пресека веће од 8×10^{-6} не треба узимати у разматрање.

Као што је напоменуто у претходном делу текста минимални и максимални члан матрице S_2 , омогућавају одређивање попречног пресека цеви уз одговарајућу релацију.

Пошто је погодно да се користи кружни облик цеви, потребан је пречник цеви добијамо из следеће релације:

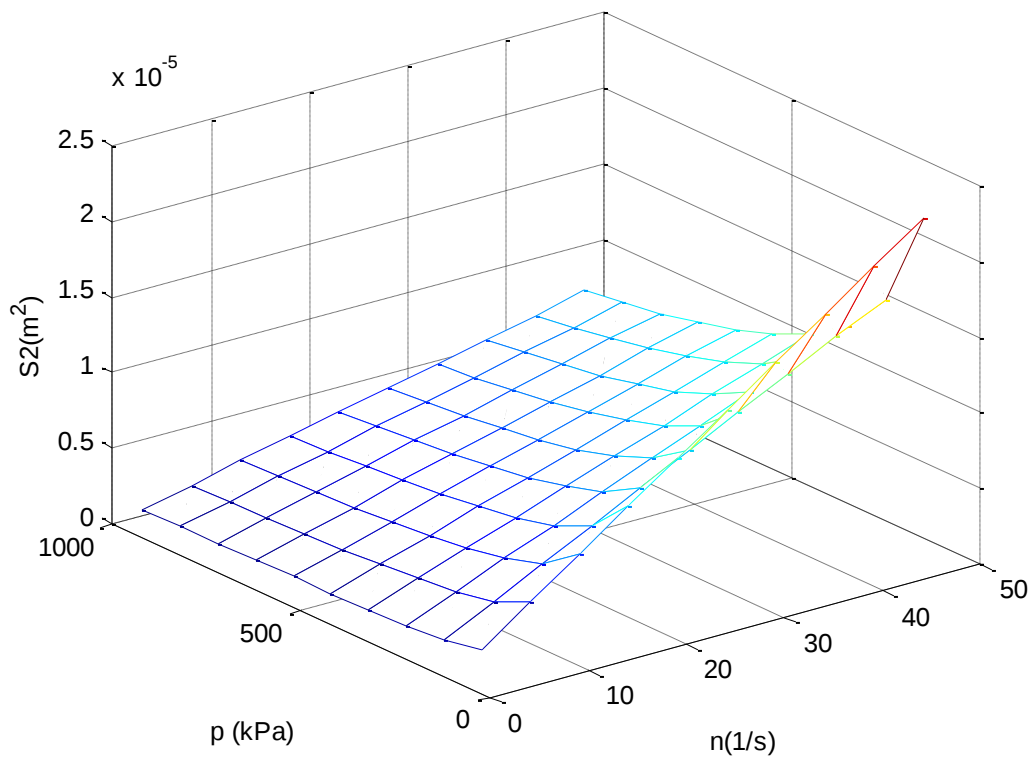
$$S_2 = r^2 \pi \quad (14)$$

односно, у овом случају S_2 су вредности израчунате у програмском пакету Матлаб (MatLAB), па релација (14) добија следећи облик:

$$r^2 = \frac{S_2}{\pi} \quad (15)$$

где је :

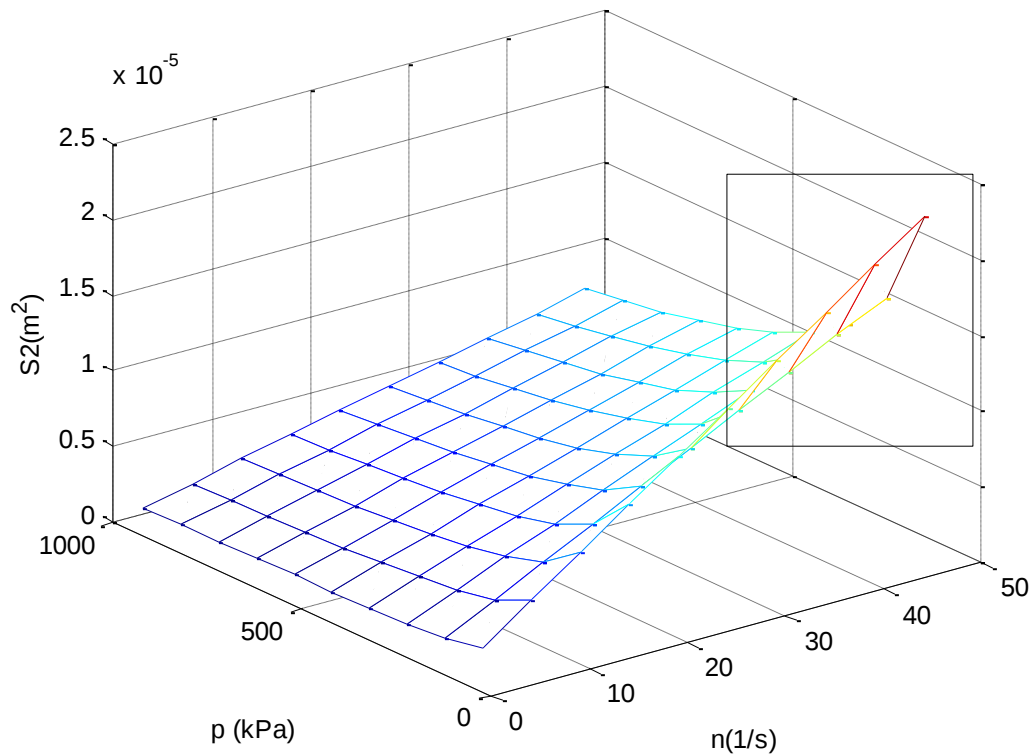
r - полупречник попречног пресека цеви за испуштање ваздуха.



Слика 10. Графички приказ попречног пресека цеви у зависности од притиска и броја обртаја погонског вратила

На основу симулације и прорачуна који је урађен у Матлаб (MatLAB), креирана је матрица S_2 из које су извучени максимални и минимални члан, који представљају максималну и минималну површину попречног пресека цеви. Добијене вредности коришћене су у релацији (14) из које се утврђује да је максимални пречник попречног

пресека цеви који испуњава услове 5 mm. Да би се остварила регулација неопходно је мењати попречни пресек цеви за пражњење у опсегу од 0 до 5 mm.



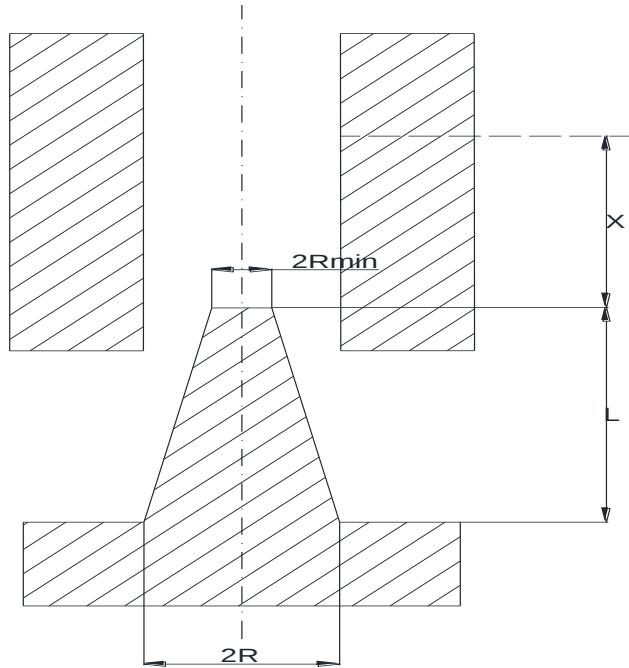
Слика 11. Графички приказ попречног пресека цеви са критичним вредностима

Промену попречног пресека цеви није једноставно реализовати због чега је извршена модификација промене попречног пресека цеви на тај начин што је попречни пресек цеви у облику прстена. Концепт решења система за регулацију протока приказан је на следећој слици 12. Састоји се од сервомотора на који је повезан регулациони чеп који у зависности од вредности жељеног притиска у резервоару отвара или затвара цев и на тај начин регулише проток, а самим тим и притисак у резервоару. Попречни пресек цеви кроз који се врши пражњење је прстенастог облика и изражен је релацијом:

$$S = (R^2 - r^2)\pi \quad (16)$$

где је:

- S - површина попречног пресека цеви за пражњење,
- R - полупречник цеви вентила и максимални пречник чепа,
- r - полупречник чепа на улазу у цев вентила.



Слика 12. Концепт система за регулацију протока

Из пропорције на основу сличности троуглова одређује се релација која дефинише промену попречног пресека цеви за пражњење

$$\frac{l-x}{l} = \frac{r-R_{min}}{R-R_{min}} \quad (17)$$

$$r = \left(1 - \frac{x}{l}\right) (R - R_{min}) + R_{min} \quad (18)$$

$$0 \leq x \leq l. \quad (19)$$

где је:

x - тренутни положај чепа у односу на положај када је цев потпуно затворена чепом,

l - дужина чепа,

R_{min} - минимални полупречник чепа.

Ако се регулациони чеп помера завојним вretenом са навојем корака k помоћу сервомотора чији је број обртаја $n_{sm} [\text{min}^{-1}]$ у току временског интервала Δt регулациони чеп помериће се за:

$$\Delta x = \frac{n_{sm}}{60} k \Delta t, \quad (20)$$

па је нови положају чепа x_1

$$x_1 = x + \Delta x \quad (21)$$

При померању чепа за Δx промењен је унутрашњи полупречник површине попречног пресека на вредност:

$$r_1 = r - \Delta r = \left(1 - \frac{x}{l} - \frac{n_{sm}}{60} k \cdot \Delta t\right) (R - R_{min}) + R_{min} \quad (22)$$

чиме је повећана и површина попречног пресека цеви за пражњење.

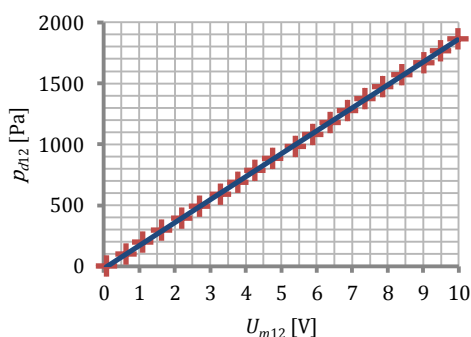
5. Мерење протока помоћу мерне бленде

5.1 Мерни систем за мерење протока

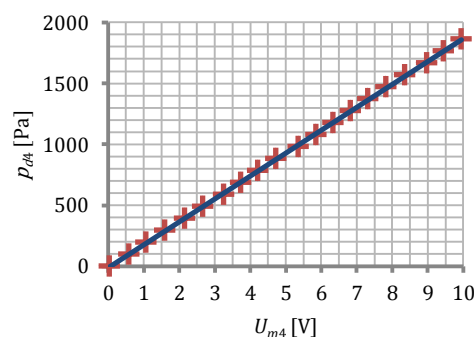
Мерни систем за мерење запреминског протока компримованог ваздуха заснован је на мерењу диференцијалног притиска на мерној бленди. Мерна бленда је реализована према захтевима стандарда ISO 5167-2:2003 са мерењем диференцијалног притиска у угловима између мерне бленде и цеви. Како мерење протока захтева да се одреди густина ваздуха који пролази кроз мерну бленду израчунавање густине ваздуха врши се на основу мерења апсолутног притиска, температуре и влажности ваздуха пре наиласка на мерну бленду[4].

Мерење диференцијалног притиска на мерној бленди и апсолутног притиска у цеви за мерење протока врши се сензорима диференцијалног притиска истог типа. Мерење апсолутног притиска се врши на тај начин што се мери разлика притиска у цеви и атмосферског притиска. Излаз сензора диференцијалног притиска је напонски и директно се доводи на улаз А/Д конвертора [7].

Калибрација сензора диференцијалног притиска врши се помоћу U манометра са воденим стубом који је паралелно повезан са сензором диференцијалног притиска. Притисак који делује на један манометар делује истовремено и на други манометар. Резултати калибрације приказани су на следећој слици 13.



Сензор диференцијалног притиска мерне бленде



Сензор диференцијалног притиска за одређивање апсолутног притиска

Слика 13. Калибрациони графици сензора диференцијалног притиска

Једначине праве добијене методом најмањих квадрата које се користи за одређивање вредности диференцијалног притиска из вредности напона на улазу А/Д конвертора су дате у Таб. .

Таб. 1. Једначине калибрационих права сензора диференцијалног притиска

Мерни параметар	Једначина праве за конверзију
Диференцијали притисак мерне бленде	$p_{d12} = 188,09 \cdot U_{m12} - 17,09 \quad [\text{Pa}] \quad (23)$
Диференцијални притисак за одређивање апсолутног притиска	$p_{d4} = 188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 \quad [\text{Pa}] \quad (24)$

где је

p_d - диференцијални притисак у одговарајућем мерном месту [Pa],

U_{mx} - измерени напон диференцијалног притиска у одговарајућем мерном месту на улазу А/Д конвертора [V].

Апсолутни притисак у цеви пре мерне бленде је:

$$p_{d4A} = 188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 + p_{atm} \quad [\text{Pa}]. \quad (25)$$

На основу мерења диференцијалних притисака и температуре ваздуха у цеви одређује се запремински и масени проток ваздуха. Податак о влажности ваздуха се користи само да би се утврдила чињеница да је ваздух сув. Ваздух се сматра да је сув ако је његова влажност до 15%. Уколико ваздух није сув не могу се применити релације из стандарда ISO 5167-2:2003.

Ако се усвоји да је:

$$K_b = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2}, \quad (26)$$

масени проток ваздуха је

$$q_m = K_b \sqrt{p_{d12} \cdot \rho_1} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (27)$$

запремински проток је

$$q_v = K_b \sqrt{\frac{p_{d12}}{\rho_1}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (28)$$

За реализовани цевни систем унутрашњег пречника $D=53 \text{ mm}$ за три величине отвора мерне бленде карактеристични параметри су дати у Таб. 2.

Таб. 2 Карактеристични параметри мерног система са мерном блендом

$d \text{ [mm]}$	β	C	ε	$K_b \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$
10,0	0,1887	0,6032	0,9989	6,6961
12,5	0,2358	0,6051	0,9989	10,5052
15,0	0,2830	0,0673	0,9989	15,2085

Густина ваздуха у цеви за усвојене референтне услове је

$$\rho_1 = 1,225 \frac{101325}{288,15} \frac{T_1}{p_1} = 430,76 \frac{T_1}{p_1} = 430,76 \frac{\theta_3 + 273,15}{p_{d4} + p_{atm}} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}. \quad (29)$$

масени проток је

$$q_m = K_b \sqrt{430,76 \cdot (188,09 \cdot U_{m12} - 17,09) \frac{12,549 \cdot U_{m3} - 248,151}{188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 + p_{atm}}} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (30)$$

запремински проток је

$$q_v = K_b \sqrt{430,76 \cdot (188,09 \cdot U_{m12} - 17,09) \frac{188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 + p_{atm}}{12,549 \cdot U_{m3} - 248,151}} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}. \quad (31)$$

6. Методе одржања константног протока компримованог ваздуха при испитивањима компресора уз одржавање константног притиска у резервоару компримованог ваздуха

Провера мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора врши се испитивањем употребних карактеристика референтног компресора и испитивањем радних процеса у референтном компресору. Постоје три основне врсте испитивања компресора:

- испитивање које врши произвођач у циљу развоја и контроле
- пријемна испитивања ради потврђивања гарантованих величина
- погонска испитивања.

Независно од врсте испитивања потребно је да се дефинишу величине као што су: проток, погонска снага, притисак.

Испитивање употребних карактеристика компресора заснива се на мерењу основних карактеристика компресора: испоруци компримованог ваздуха и брзини пуњења резервоара компримованог ваздуха. Како бисмо дошли до што прецизнијих резултата у овом процесу мерења, користили смо познате величине и релације система, које смо имплементирали у програмски пакет Матлаб (MatLAB). Полазећи од једначине стања идеалних гасова [1] :

$$pV = RT \quad (32)$$

где је $R = 286,9 \text{ Nm/kg K}$ гасна константа

За масу (m) гаса једначина гласи:

$$pV = mRT. \quad (33)$$

Наведене (32) и (33) једначине стања идеалних гасова применљиве су за многе реалне гасове у подручју ниских и средњих притисака, као што је случај у нашем раду. Релација за масу ваздуха у резервоару при атмосферском притиску следи из претходних једначина (32) и (33):

$$m_0 = \frac{p_a V}{RT} \quad (34)$$

где су:

p_a - атмосферски притисак,

V - запремина резервоара,

T – температура ваздуха.

Маса компримованог ваздуха у цилиндру која се компримује у јединици времена приказана је следећом релацијом:

$$\sum_i^n m_{ci} = \rho N V_c \lambda \quad (35)$$

где су:

N - број обрта вратила компресора,

V_c - запремина цилиндра компресора,

λ - коефицијент пуњења резервоара,

За приближно одређивање коефицијента пуњења важи следећа релација[10]:

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T \quad (36)$$

где су:

λ_v - запремински коефицијент,

λ_p – притисни коефицијент.

λ_T - температурски коефицијент.

Запремински коефицијент пуњења узима у обзир смањење пуњења цилиндра услед експанзије заосталог гаса из претходног циклуса. Притисни коефицијент узима у обзир смањење пуњења цилиндра услед депресије при усисавању, а температурски коефицијент узима у обзир повећање температуре свежег пуњења услед предгревања при усисавању од топлих зидова канала и цилиндра.

Укупна маса компримованог ваздуха у резервоару дата је следећом релацијом:

$$m = m_0 + m_c. \quad (37)$$

Притисак у резервоару представљен је следећом релацијом:

$$p = \frac{(m_0 + \sum_i^n m_{ci})RT}{V} = \frac{mRT}{V} \quad (38)$$

Претходне једначине, као и одређене величине које се сматрају да имају константну вредност:

$$T=296 \text{ K}$$

$$R=286,9 \text{ J/kgK}$$

$$\lambda = 0,6,$$

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3,$$

и број обртаја чија се вредност мења у распону од 500 до 1500 min⁻¹ са кораком од 500 min⁻¹ коришћене су у прорачуну.

Поред горе наведених константних величина потребно је имати у виду и ограничења која се јављају у систему. Једно од важнијих ограничења, које мора да се узме у обзир је притисак, јер максимални надпритисак у резервоару износи 10 bar. При овим вредностима притиска, као што је напоменуто у претходним одељцима, сигурносни вентил почиње са радом и долази до испуштања компримованог ваздуха из резервоара и пада притиска.

Код у програмском пакету Матлаб (MatLAB) из којег добијамо резултате симулације :

```
clear all
close all
clc
R=286;9;
Vc=1.5e-5;
T=288.15;
V=0.05;
ro=1.2;
lambda=0.6;

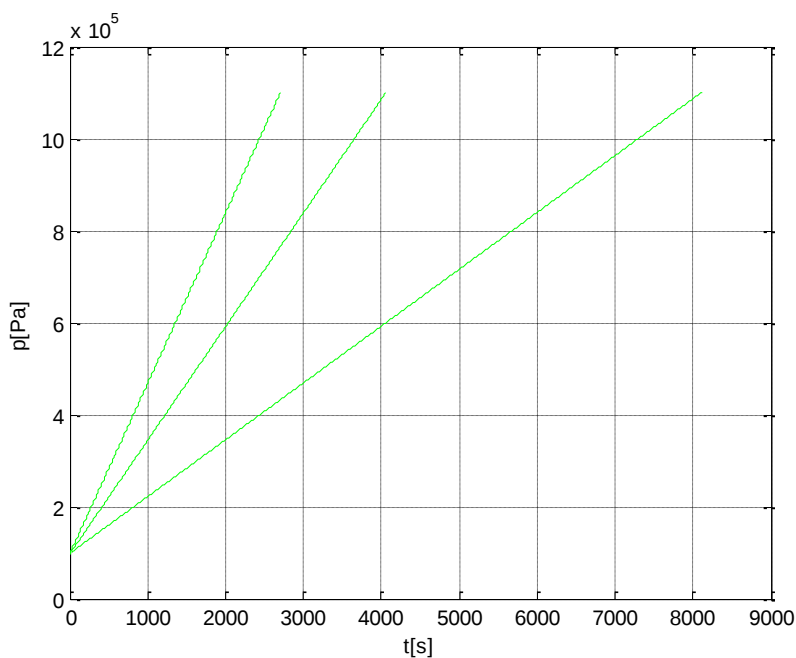
for n=8.33:8.33:25
mn=ro*n*Vc;
m=0.059;
p=0;
i=0;t_ukupno=0;
while p<=11e5
i=i+1;

m=m+mn*lambda;
p(i)=m*R*T/V;
t_ukupno(i)=i;

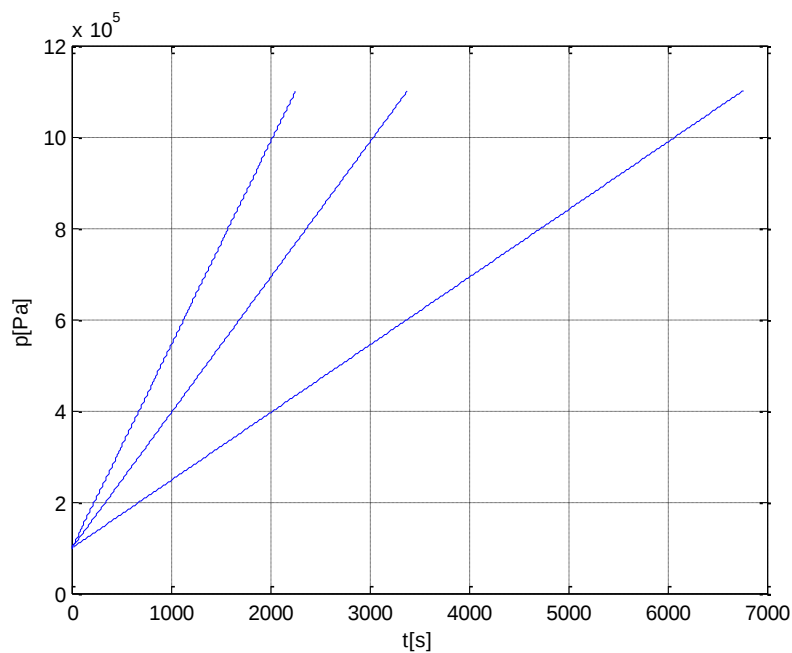
end

figure(1)
plot(t_ukupno,p)
xlabel('vreme[s]');
ylabel('pritisak');
grid on
hold on
end.
```

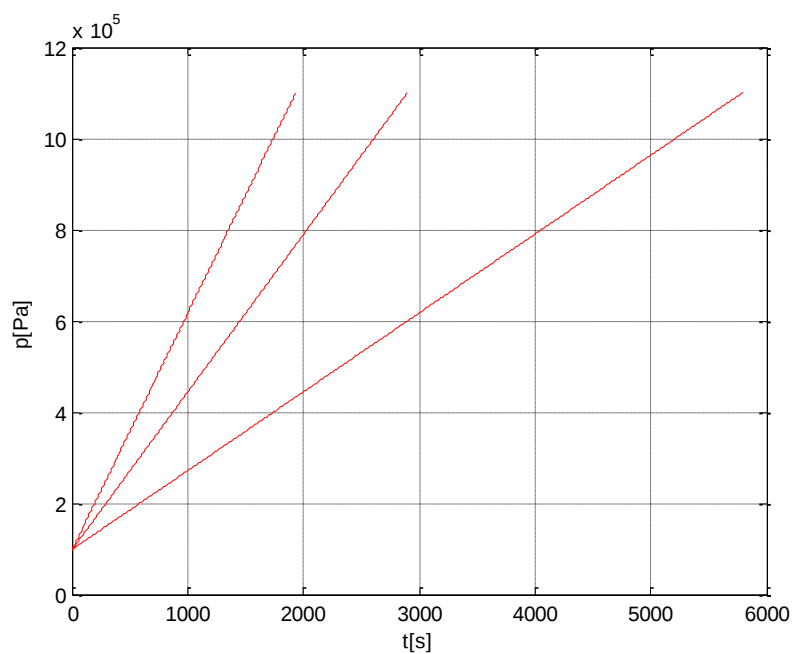
Симулација процеса пуњења резервоара од почетног, односно атмосферског, до максималног притиска при коме почиње да ради сигурносни вентил подешен на надпритисак од 10 bar приказан је на следећим сликама. Са слика уочавамо да време пуњења опада са повећањем броја обртаја што је у складу са моделом компресора и једначином 35, али још једна вредност која може битно да утиче на процес пуњења је λ , односно коефицијент пуњења резервоара. У зависности од вредности $\lambda(0,5; 0,6; 0,7)$, брзина пуњења се мења тј. што је вредност λ већа брзина пуњења се смањује.



Слика 12. Брзина пуњења резервоара у зависности од броја обртаја за $\lambda=0,5$



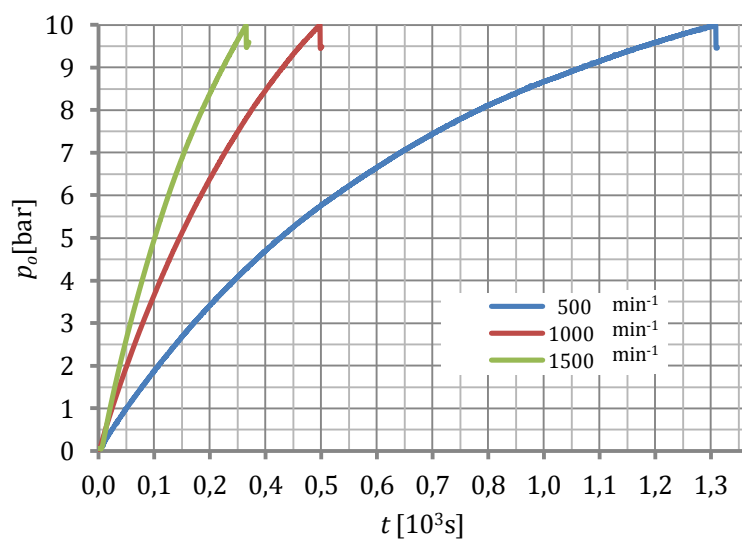
Слика 13. Брзина пуњења резервоара у зависности од броја обртаја за $\lambda=0,6$



Слика 14. Брзина пуњења резервоара у зависности од броја обртаја за $\lambda=0,7$

На следећој слици 15. приказане су измерене брзине пуњења резервоара у зависности од броја обртаја до вредности на којима почиње са радом сигурносни вентил. До закривљености карактеристика долази због несавршености заптивања (губитака) у

самом компресору а које зависе од вредности разлике притиска у резервоару компресора и спољашњег притиска. При прорачунима губици су сматрани да не зависе од те разлике притисака већ је сматрано да су константни.



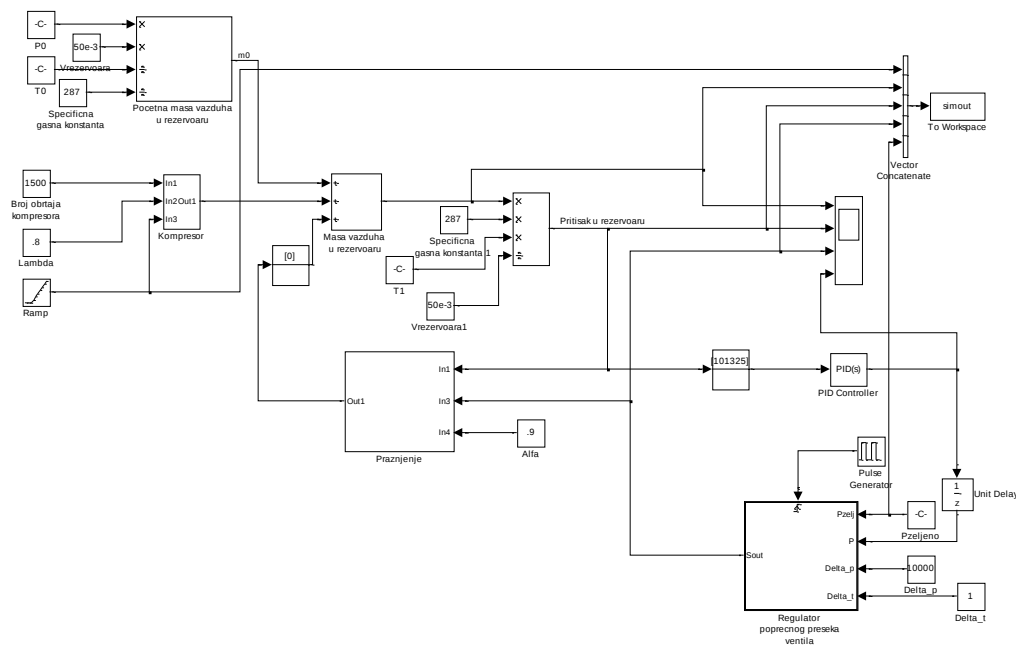
Слика 15. Брзина пуњења резервоара у зависности од броја обртаја

7. Системи за одржање константног притиска

7.1 Моделирање и симулација мерно-управљачког система за одржање константног притиска у резервоару

Моделирање мерно-управљачког елемента и симулација у систему за одржање константног притиска урађени су у модулу Симулинк програмског пакета Матлаб (MatLAB). Овај систем представља сложени систем аутоматског управљања па његово моделирање није било ни мало једноставно, а поједини елементи система представљају подсистеме који се морају посебно моделирати.

На слици 16. представљен је мерно-управљачки систем са блоковима у којима су моделирани поједини подсистеми.

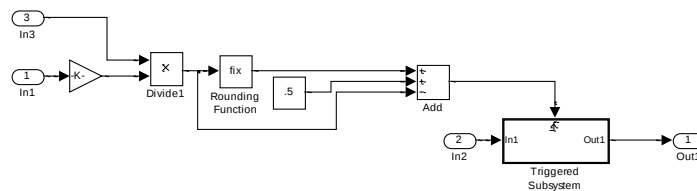


Слика 16. Модел мерно-управљачког система

Основни делови и блокови у моделу мерно управљачког система који се посебно могу издвојити су:

1. Модел компресора;
2. Модел резервоара компримованог ваздуха у коме се одржава константни притисак. Посебно се моделира почетна маса и притисак ваздуха у резервоару;
3. Модел система за пражњење резервоара;
4. Модел система за промену попречног пресека цеви за пражњење резервоара;

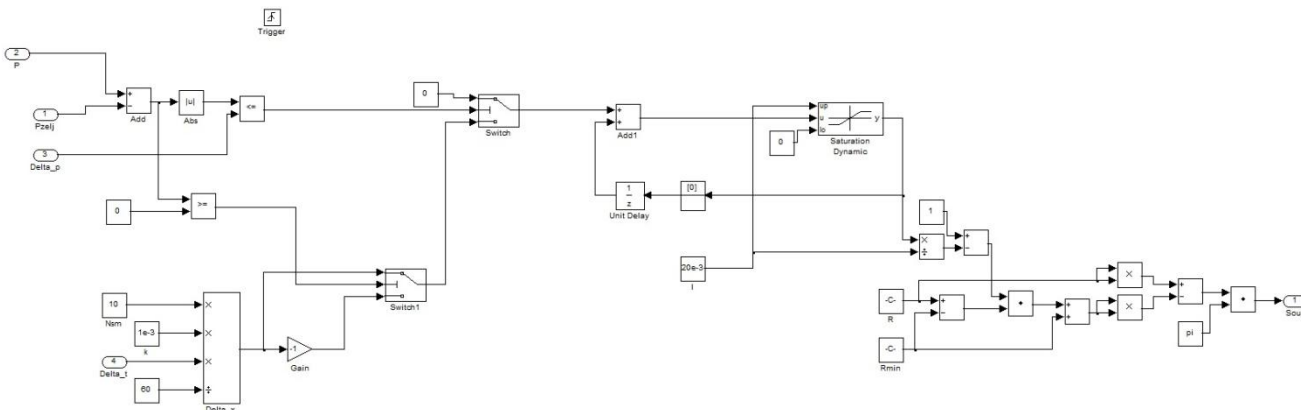
Модел компресора заснован је на претпоставци да се у сваком обрту компресора у резервоару компресора дода иста вредност масе ваздуха. При компримовању ваздуха узима се у обзир коефицијент пуњења цилиндра. Модел компресора на свом излазу даје укупну масу ваздуха коју је компресор компримовао у резервоару. Модел компресора приказан је на слици 17 и реализован је на основу једначине 35.



Слика 17. Модел компресора

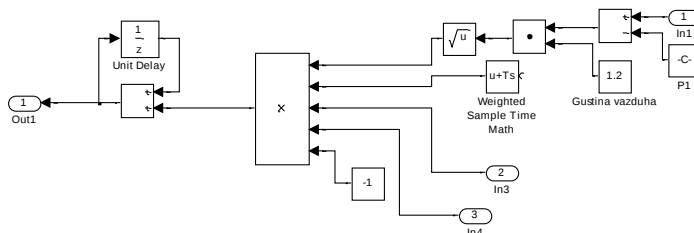
Регулатор попречног пресека вентила мери задату вредност притиска и на основу ње испушта или затвара вентил, како би вредност притиска у резервоару била константна. Модел регулатора је заснован на једначинама 16-22.

Регулација је заснована на ширинско модулисаним сигнаlima којима се напаја сервомотор вентила за регулацију попречног пресека. Са одређеном периодом сервомотор може да отвори или затвори вентил у неком кратком, фиксном временском интервалу. Отварање и затварање сервовентила се реализује у складу са алгоритмом приказним на слици 8. У случају да је притисак у резервоару мањи од задатог (жељеног) притиска смањује се површина попречног пресека цеви за испуштање ваздуха а уколико је притисак у резервоару већи од задатог повећава се попречни пресек цеви за пражњење. Уколико је разлика између задатог и стварног притиска у резервоару у границама унапред дефинисане толеранције сервомотор се не укључује. Модел регулатора попречног пресека цеви за пражњење дат је на слици 18.



Слика 18. Модел регулатора попречног пресека

Систем за пражњење директно зависи од вредности задатог притиска и система за регулацију попречног пресека, јер ако је притисак у резервоару већи од задатог притиска процес пражњења одвијаће се док се не изједначе вредности p , у супротном процес пражњења неће се одвијати. Модел система за пражњење на свом излазу даје укупну масу компримованог ваздуха који је изашао из резервоара и дат је на слици 19.



Слика 19. Модел система за пражњење

Модел резервоара и симулација притиска у резервоару засновани су на једначини 38. Маса ваздуха у резервоару је збир масе ваздуха који се налазио у резервоару на почетку симулације и масе ваздуха коју је компримовао компресор. Од тог збира одузима се маса ваздуха која излази кроз цев за пражњење. Сматра се да је компримовани ваздух у резервоару на температури околине јер се загрејани компримовани ваздух из компресора пре уласка у резервоар хлади на температуру околине.

7.2 Резултати симулације и њихова анализа

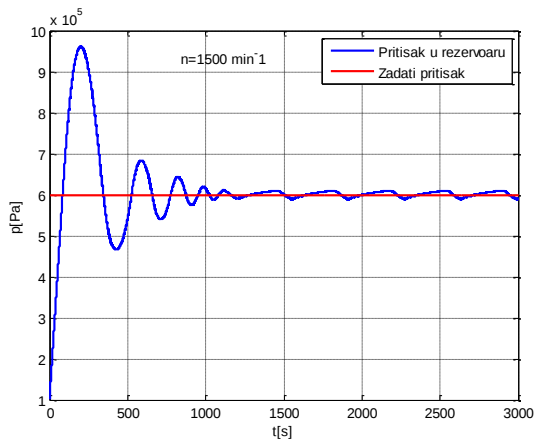
Симулације на моделу у временском домену су показале да када се сигнал притиска у резервоару директно доведе на улаз модула за регулацију попречног пресека вентила

долази до великих осцилаторних промена притиска у резервоару са великим прескоком које се полако стабилизују око задате вредности. Да би се стабилизовао сигнал притиска у модел је додат и ПИД (PID) регулатор.

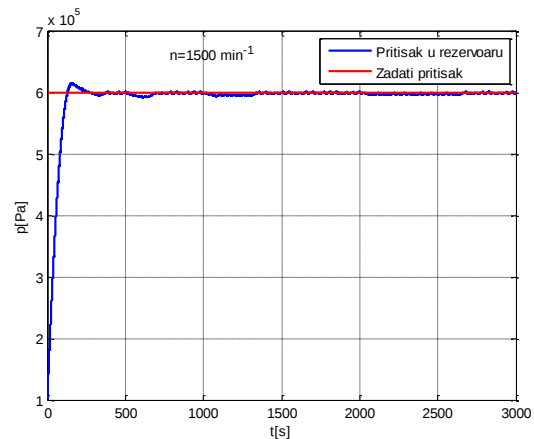
Пре него што се уђе у анализу резултата, неопходно је објаснити појам ПИД регулатора. Ова врста регулатора има широку примену у индустрији а главни разлог за њихову популарност јесте релативно једноставна структура. ПИД закон управљања представља трокомпонентни закон који обухвата [8]:

- Пропорционално дејство (Р-члан) прилагођава излаз из регулатора величини грешке у текућем (садашњем) тренутку времена.
- Интегрално дејство (I-члан) генерише управљање на основу познавања сигнала грешке из претходног (прошлог) временског периода.
- Диференцијално дејство (D-члан) генерише управљање на основу будућег тренда сигнала грешке.

Да би се елиминисао прескок неопходно је увести диференцијално дејство којим се одређује будуће понашање система због чега је у модел додат модул са ПД регулатором. Да би се видело дејство ПД регулатора направљена је упоредна симулација без регулатора и са ПД регулатором која је приказана на слици 20.



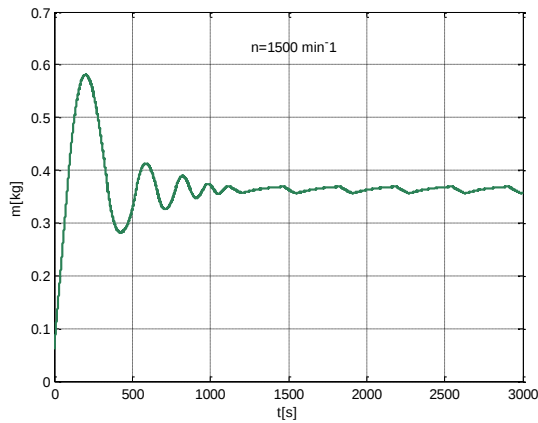
П управљање



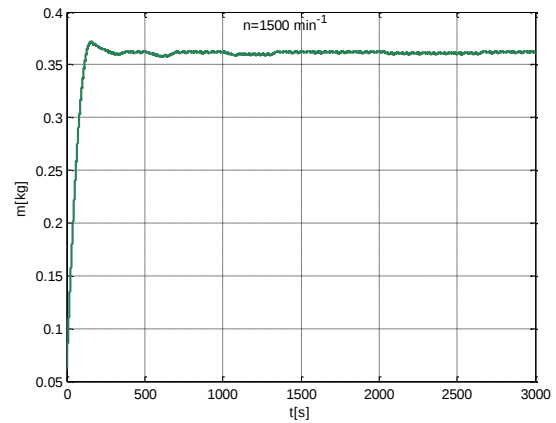
ПД управљање

Слика 20. Притисак без и са ПД регулатором

На слици 20. приказане су вредности притисака црвеном и плавом бојом, притисак представљен црвеном бојом је задати притисак и ту вредност систем треба да достигне, док плавом бојом представљен је притисак система (притисак у резервоару). Ова начин представљања важиће до краја овог рада. Запажа се да вредности притиска осцилују више и потребан им је дужи временски интервал како би се достигла стабилна вредност код система који користи само П управљање у односу на систем који користи ПД управљање.



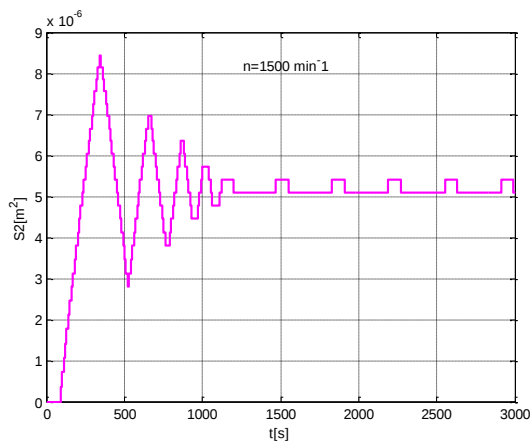
П управљање



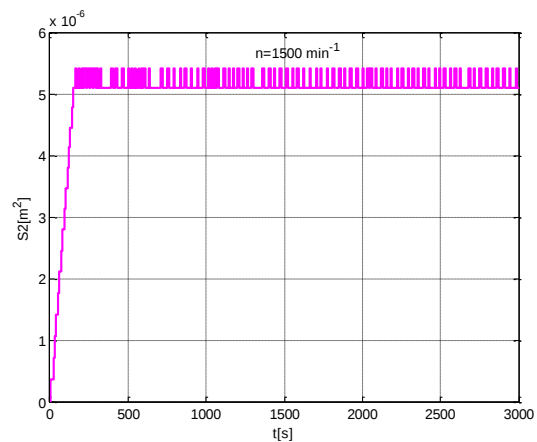
ПД управљање

Слика 21. Маса ваздуха у резервоару

На слици 21. приказана је промена вредности масе ваздуха. Код ПД управљања брже се достиже стабилна вредност за разлику од П управљања.



П управљање



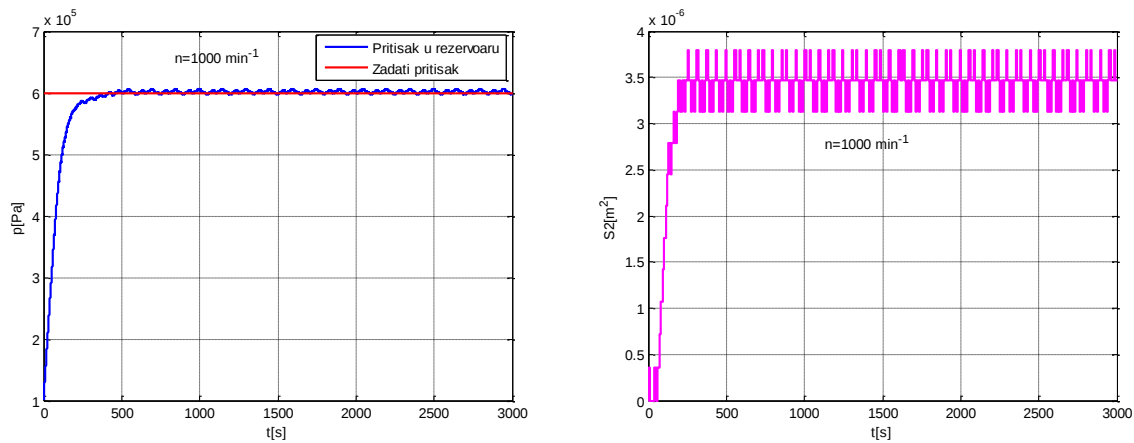
ПД управљање

Слика 22. Попречни пресек вентила

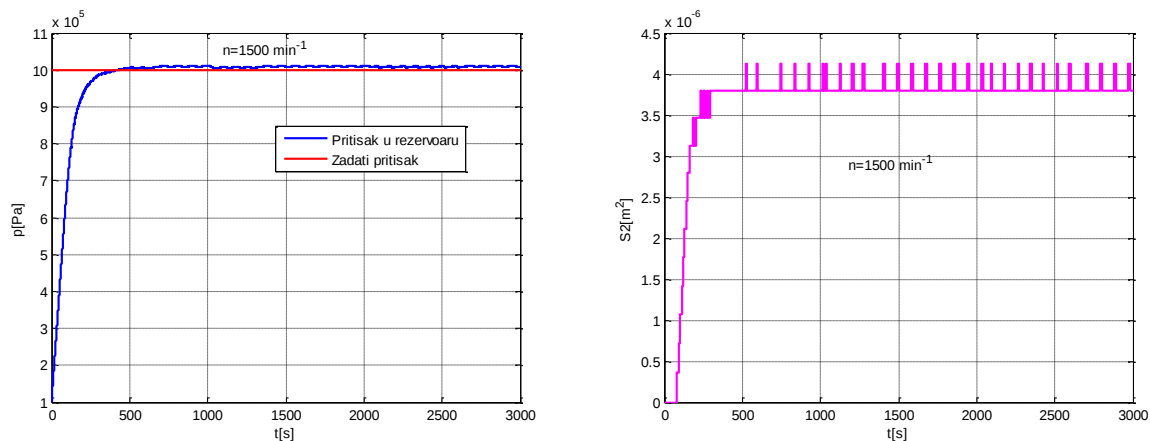
На слици 22. Приказано како се мења попречни пресек цеви за пражњење односно режим рада сервомотора.

Симулација је извршена и за друге бројеве обртаја погонског вратила компресора. За мање бројеве обртаја прескоци су мањи али за исте интервале рада сервомотор се чешће укључује. На слици 23. Дат приказ притиска у резервоару и рада сервомора за мањи број обртаја.

Повећање задатог притиска смањује прескоке притиска у резервоару што је приказано на слици 24.



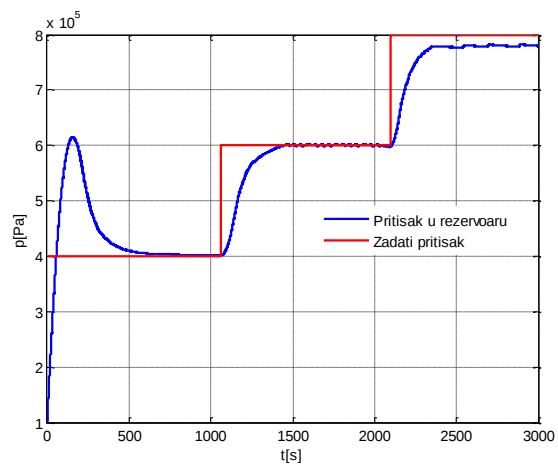
Слика 23. Резултати симулације за $n = 1000 \text{ min}^{-1}$



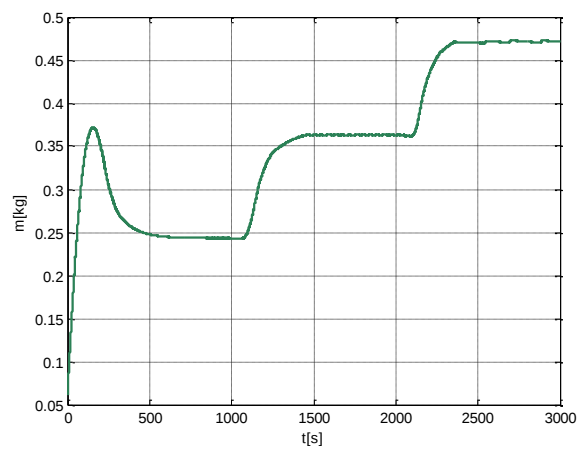
Слика 24. Резултати симулације за $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ и $p = 1 \text{ MPa}$

На основу упоређивања која су приказана на претходним сликама, може се видети и закључити да систем који користи ПД управљање показује боље резултате.

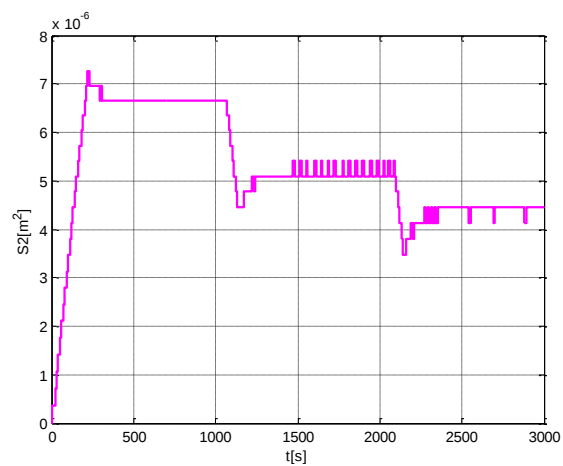
Симулација мерно-управљачког система одржавање константног притиска у резервоару захтева да се испитају динамичке карактеристике система. Динамичке карактеристике система се могу анализирати на основу промена задатог притиска у току симулације. Динамичке промене могу се вршити скоковитим променама задатог притиска у растућем низу вредности (0,4 – 0,6 – 0,8 МПа), опадајућем низу вредности (0,8 – 0,6 – 0,4 МПа), и мешовитом низу (0,4 – 0,8 – 0,6 МПа). Динамичке промене притиска, масе компримованог ваздуха у резервоару и попречног пресека цеви за пражњење ваздуха из резервоара приказане су на сликама 25 – 33.



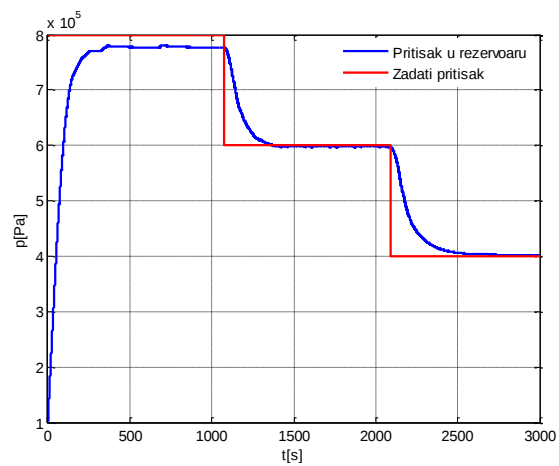
Слика 25. Притисак у растућем низу



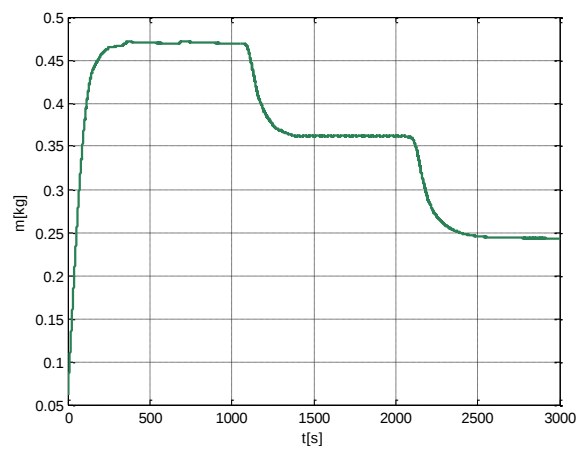
Слика 26. Маса ваздуха у резервоару за притисак у растућем низу



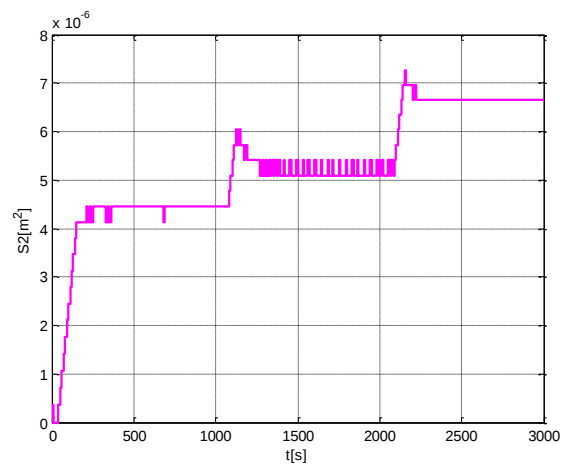
Слика 27. Попречни пресек за притисак у растућем низу



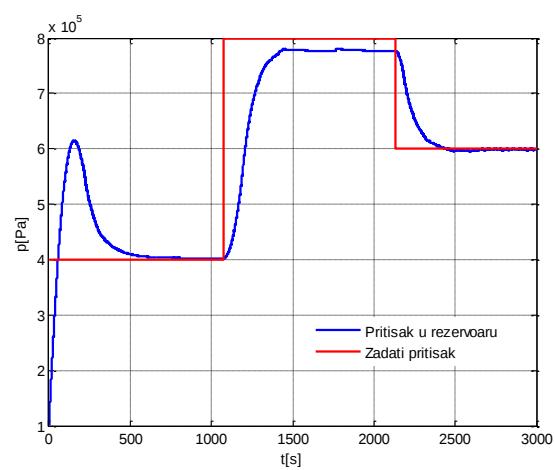
Слика 28. Притисак у опадајућем низу



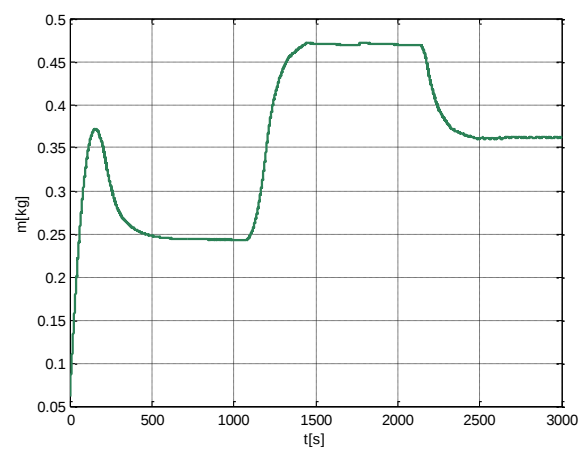
Слика 29. Маса ваздуха у резервоару за притисак у опадајућем низу



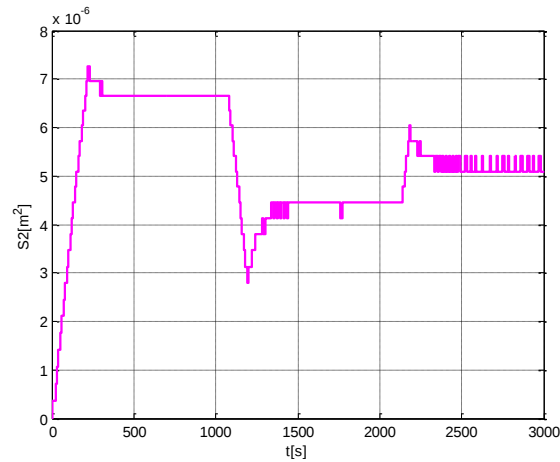
Слика 30. Попречни пресек за притисак у растућем низу



Слика 31. Притисак у мешовитом низу



Слика 32. Маса ваздуха у резервоару за притисак у мешовитом низу



Слика 33. Попречни пресек за притисак у мешовитом низу

На основу симулација направљених на моделу за одржавање константног притиска у резервоару види се да концепт управљачког вентила задовољава све мерно-управљачке захтеве за одржавање константног притиска у резервоару. На основу концепта вентила дат је предлог конструктивног решења вентила који је приказан у додатку 1.

8. Закључак

У овом раду обрађене су различите теме које су захтевале знања из различитих области науке и технике за моделирање и конструисање мерно управљачког система за одржање константног притиска у резервоару при континуалном раду цилиндра.

На основу теоријске анализе направљен је симулациони мерно-управљачки модел за одржавање константног притиска у резервоару. У модел су укључене специфичне конструктивне карактеристике сервовентила који се морају реализовати специјално за мерну инсталацију

Поред конструктивних проблема решавани су и управљачки проблеми и коришћени су П и ПД начини управљања. Резултати симулација су графички приказани и на тај начин су показане све предности и мане тих система и на основу њих су предложена нова решења. Резултати симулација помоћу модела дали су добро слагање са реалним резултатима.

Резултати прорачуна и симулација урађени су по стандардима које важе у свету и на основу њих је направљен модел који испуњава све потребне захтеве за сложена стандардна и нестандартна испитивања клипних компресора.

На основу прорачуна и резултата симулација могу се конструисати елементи мерне инсталације а нека конструктивна решења са комплетним описом и шемом дата су у раду.

Моделирање дозвољава брзо варирање величина које су уведене у прорачун, а што је тешко постићи експерименталним путем. При експерименталном одређивању утицаја појединих параметара најчешће долази до истовремене промене других утицајних параметара и веома тешко је раздвојити њихове утицаје.

Захваљујући овом раду увидео сам предности симулације у односу на експеримент, и схватио да је симулација незаобилазни део експеримента будући да поједностављује једначине система које су најчешће веома сложене за решавање и самим тим се штеди време па је пројектовање оваквих система изводљивије и брже.

9. Литература

1. Јанков Р. : *Клипни компресори*, Машински факултет, Београд, 1990.
2. Park J., Mackay S.: *Practical Data Acquisition for Instrumentation and Control Systems*, Newnes, Linacre House, Jordan Hill, Burlington, 2003.
3. Australian Commercial Air Compressor Association: *ACACA Protocol™ 2000*, http://www.amei.com.au/downloads/acaca_protocol.pdf, преузето: јануар 2011.
4. ISO 5167-2:2003: *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full, Part 2: Orifice plates*, 2003.
5. Грујовић А., Грујовић Н.: *Техничка мерења II - Основи технике мерних средстава*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2005.
6. Тарановић Д., Давинић А., Пешић Р.: *Методе испитивања клипних компресора*, Конгрес Метролога 2005, Београд 18-20 мај 2005., стране 223-231, Зборник радова, 2005.
7. Тарановић Д.: *Моделирање мерне инсталације за нестандардна испитивања клипних компресора моторних возила*, докторска дисертација, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу 2013.
8. Матијевић М., Јакуповић Г., Цар Ј.: *Рачунарско подржано мерење и управљање*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2007.
9. Филиповић Н.: *Пнеуматске компоненте САУ*, наставни материјал, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2001.
10. Јешић Д. : *Клипни компресор у систему кочења моторног возила*, дипломски рад, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2001.

Додатак 1

