



УНИВЕРЗИТЕТ У НИШУ
ЕЛЕКТРОНСКИ ФАКУЛТЕТ



Милан О. Шешлија

**СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ РАЗВОЈУ ЕНЕРГЕТСКИ
ЕФИКАСНОГ МУЛТИАКТУАТОРСКОГ
ПНЕУМАТСКОГ УПРАВЉАЧКОГ СИСТЕМА СА
РЕКУПЕРАЦИЈОМ ЕНЕРГИЈЕ ВАЗДУХА ПОД
ПРИТИСКОМ**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Ниш, 2023.



УНИВЕРЗИТЕТ У НИШУ
ЕЛЕКТРОНСКИ ФАКУЛТЕТ



Милан О. Шешлија

**СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ РАЗВОЈУ
ЕНЕРГЕТСКИ ЕФИКАСНОГ
МУЛТИАКТУАТОРСКОГ ПНЕУМАТСКОГ
УПРАВЉАЧКОГ СИСТЕМА СА
РЕКУПЕРАЦИЈОМ ЕНЕРГИЈЕ ВАЗДУХА ПОД
ПРИТИСКОМ**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Ниш, 2023.



UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF ELECTRONIC
ENGINEERING



Milan O. Šešlija

**SYSTEM APPROACH TO THE DEVELOPMENT
OF ENERGY EFFICIENT MULTIACTUATOR
PNEUMATIC CONTROL SYSTEM WITH
COMPRESSED AIR ENERGY RECOVERY**

PhD dissertation

Niš, 2023.

Подаци о докторској дисертацији

Ментор:	Професор др Зоран Јовановић, редовни професор, Универзитет у Нишу, Електронски факултет
Наслов:	Системски прилаз развоју енергетски ефикасног мултиактуаторског пнеуматског управљачког система са рекулперацијом енергије ваздуха под притиском
Резиме:	<p>Основни циљ ове докторске дисертације је повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у производним системима и установљавање мјера за рационално трошење и ефикасну производњу, припрему, дистрибуцију и потрошњу ваздуха под притиском.</p> <p>Поред основног циља, предметна истраживања су усмјерена на идентификацију и развој мјера које могу да допринесу повећању енергетске ефикасности у аутоматизованим системима ваздуха под притиском. Због тога је посебна пажња посвећена могућности минимизације губитака и смањењу укупне потрошње ваздуха под притиском у аутоматизованим индустријским системима са пнеуматским извршним органима.</p> <p>Ова докторска дисертација се базира на хипотези да се коришћењем поступака управљаног сакупљања искоришћеног ваздуха под притиском и његовог, дјелимичног или потпуног, враћања у систем може добити енергетски ефикаснији систем ваздуха под притиском, а да се при томе, не угрозе динамичке карактеристике система. Поређење засновано на експериментима у којима се користи комерцијално расположива опрема показује примјењивост и ефективност ових метода, као и ниво уштеде у потрошњи енергије. Ради остварења циља дисертације реализовано је неколико парцијалних задатака у оквиру којих је реализовано неколико експерименталних постројења. Ова постројења обухватају реализацију система ваздуха под притиском у којима је, поред управљања кретањем радних елемената, могуће одредити оптималну потрошњу ваздуха сваког елемента, мијењање радног притиска (одређивање оптималне вриједности) и тиме утицати на одређивање минималне силе која може да покреће актуаторе.</p> <p>Након тога, извршена је интеграција дијелова тих експерименталних постројења у један свеобухватни систем, и на њему се извршили експерименти који су послужили као основ за развој претходно поменутог модела.</p> <p>Поред основног циља, предметна истраживања су усмјерена на идентификацију узрока неефикасног рада почетног система и развој мјера које могу да допринесу повећању енергетске ефикасности у аутоматизованим системима ваздуха под притиском. Ово се односи на могућности минимизације губитака и смањења укупне потрошње</p>

ваздуха под притиском у аутоматизованим системима. У том циљу извршено је истраживање и предложен развој нових структура енергетски ефикасног аутоматизованог система ваздуха под притиском.

Научна област: Електротехничко и рачунарско инжењерство

Научна дисциплина: Управљање системима

Кључне речи: енергетска ефикасност, поновна употреба ваздуха под притиском, мултиактуаторски пнеуматски систем

УДК: (620.9+629.11.012.551):681.5.01

CERIF класификација (CC BY-NC-SA)

Тип лиценце Креативне заједнице: Т 125 Аутоматизација, роботика, контролни инжењеринг

Data on Doctoral Dissertation

Doctoral
Supervisor

Zoran Jovanović, PhD, full professor, University of Niš
Faculty of electronic engineering

Title:

System approach to the development of energy efficient multiactuator
pneumatic control system with compressed air energy recovery

Abstract:

The main goal of this doctoral dissertation is to increase the energy efficiency of pressurized air in production systems and establish measures for rational consumption and efficient production, preparation, distribution and access to the company.

In addition to the basic goal, the subject research is focused on the identification and development of measures that can contribute to increasing energy efficiency in automated pressurized air systems. Therefore, special attention is paid to the possibility of minimizing losses and reducing the total consumption of pressurized air in automated industrial systems with pneumatic actuators.

This doctoral dissertation is based on the hypothesis that a more energy-efficient pressurized air system can be obtained by using procedures for the controlled collection of used pressurized air and its, partial or complete, return to the system, without jeopardizing the dynamic characteristics of the system. A comparison based on experiments using commercially available equipment shows the applicability and effectiveness of these methods, as well as the level of savings in energy consumption.

The goal of the dissertation was achieved by the implementation of several partial tasks (experimental plants were implemented). These facilities include the implementation of pressurized air systems in which it is possible to manage the movement of working elements, determine the optimal air consumption of each element, change the working pressure (determine the optimal value) and thus influence the position of the working elements, i.e. determine the minimum force that can move the actuators. After that, parts of those experimental facilities were integrated into one comprehensive one, and experiments were carried out on it, which served as the basis for the development of the previously mentioned model.

In addition to the basic goal, the subject research is aimed at identifying the causes of inefficient operation of the initial system and the development of measures that can contribute to increasing energy efficiency in automated pressurized air systems. This refers to the possibilities of minimizing losses and reducing the total consumption of pressurized air in automated systems. To this end, research was carried out and the development of new structures of an energy-efficient automated pressurized air system was proposed.

Scientific Field:

Electrical and Computer Engineering

Scientific
Discipline

Control systems

Key Words:

Energy efficiency of compressed air systems, multi-actuator pneumatic system

UDC:

(620.9+629.11.012.551):681.5.01

CERIF
Classification:

(CC BY-NC-SA)

Creative
Commons
License Type:

T125 Automation, robotics, control engineering

ЗАХВАЛНИЦА

Ова дисертација је настала као резултат вишегодишњег научно-истраживачког рада због тога, највећу захвалност дугујем ментору професору др Зорану Д. Јовановићу на стручној помоћи и подршци од уписивања докторских студија па до израде ове дисертације.

Овим путем захвалност дугујем и упућујем професору др Драгану Д. Шешлији који је ме је упутио на последипломске студије у Новом Саду и Нишу.

Такође захвалан сам професору др Слободану Дудићу који је надзирао моја лабораторијска истраживања на Факултету техничких наука Нови Сад.

Професору др Вулу Рељићу дугујем захвалност јер је помогао да се реализују испитивања и мјерења која су се обавила, за потребе израде ове дисертације, у Лабораторији за мехатронику на Факултету техничких наука у Новом Саду.

Огромну захвалност дугујем мајци и сестри на неизмјерној љубави и подршци коју су ми пружили свих ових година.

Октобар, 2023. године.

Шешлија О. Милан

САДРЖАЈ

1.УВОД	1
Пнеуматски управљачи системи	6
1.1 Опис предмета, циљ истраживања, очекивани резултати и хипотезе	9
1.1.1 Дефинисање и опис предмета истраживања	9
1.1.2 Циљ истраживања	10
1.1.3 Очекивани резултати истраживања	11
1.1.4 Хипотезе	11
1.2 Преглед дисертације по поглављима	12
2. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ	15
2.1 Преглед постојећег стања достигнутог развоја	15
2.2 Стање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у свијету	18
2.3 Стање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у Србији	22
2.4 Могућност повећања енергетске ефикасности у индустрији Србије	25
2.5 Енергетска ефикасност и ексергија система	27
2.5.1 Индикатори енергетске ефикасности.....	33
2.5.1.1 Одређивање ексергијске ефикасности елемената пнеуматског система.....	38
3. СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ ПОВЕЋАЊА ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ АУТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ	42

3.1 Системски прилаз	42
3.2 Производни системи-енергетски ток, основе управљања	43
3.3 Управљање енергетском ефикасношћу система ваздуха под притиском	47
3.4 Развој системског прилаза повећању енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском	50
3.4.1 Преглед-одит и анализа система	51
3.4.1.1 Брза евалуација	54
3.4.1.2 Анализа система ваздуха под притиском	55
3.4.1.3 Детаљан одит система ваздуха под притиском.....	56
3.4.2 Успостављање норми у систему ваздуха под притиском	57
3.4.3 Минимизација губитака	58
3.4.3.1 Смањење цурења.....	59
3.4.3.2 Снижавање радног притиска	60
3.4.3.3 Неодговарајуће примјене ваздуха под притиском.....	61
3.4.4 Усклађивање потражње са капацитетом за производњу ваздуха под притиском	62
3.4.5 Идентификација вршних оптерећења система.....	62
3.4.6 Аутоматизација и интеграција опреме	63
3.4.6.1 Аутоматизација система за дистрибуцију ваздуха под притиском	64
3.4.6.2 Даљинско читавање стања запрљаности филтера ваздуха под притиском	69
3.4.7 Одржавање опреме.....	72
3.4.8 Праћење перформанси.....	73

4. САКУПЉАЊЕ И УПОТРЕБА САКУПЉЕНОГ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ	75
4.1 Математички модел и симулација за сакупљање искоришћеног ваздуха под притиском	81
4.2 Утицај сакупљања искоришћеног ваздуха под притиском на динамичке карактеристике система.....	89
4.2.1 Карактеристике актуатора.....	89
4.2.2 Промјена брзине клипа цилиндра	90
4.3 Крутост и природна учесталност цилиндра	91
4.4 Затворено коло	94
4.4.1 Затворено хидрауличко коло	94
4.4.2 Затворено пнеуматско коло	96
5. СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ РАЗВОЈУ ЕНЕРГЕТСКИ ЕФИКАСНОГ МУЛТИАКТУАТОРСКОГ ПНЕУМАТСКОГ УПРАВЉАЧКОГ СИСТЕМА СА РЕКУПЕРАЦИЈОМ ЕНЕРГИЈЕ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ	98
5.1 Развој системског прилаза повећању енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском рекуперацијом ваздуха под притиском	99
5.1.1 Враћање искоришћеног ваздуха у дио за потрошњу.....	100
5.1.2 Враћање искоришћеног ваздуха у дио за производњу.....	103
5.1.3 Системски приступ за одабир методе рекуперације	105
6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ПРОВЈЕРА	110
6.1 Опис рада манипулатора	110

6.1.1 Пнеуматска управљачка шема.....	112
6.1.2 Експериментални дио.....	113
6.1.2.1 Одређивање минималних притисака потребних за покретање манипулатора	115
6.1.2.1.1 Цилиндри <i>A</i> и <i>B</i>	117
6.1.2.1.2 Цилиндар <i>C</i>	120
6.1.2.1.3 Цилиндри <i>D</i> и <i>E</i>	121
6.1.2.1.4 Резултати и дискусија	124
6.1.3 Рекулпериација искоришћеног ваздуха под притиском	130
6.1.3.1 Основна идеја и развој новог система	131
6.1.3.1.1 Пнеуматска управљачка шема са рекулпериацијом искоришћеног Ваздуха.....	132
6.1.3.2 Резултати и дискусија.....	134
6.1.3.2.1 Економска анализа.....	141
6.1.4 Закључак експерименталних истраживања.....	142
7. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА	145
8. ЗАКЉУЧАК.....	146
9. ЛИТЕРАТУРА.....	149

СПИСАК СЛИКА

Слика 1.1 Ток сигнала у управљачком ланцу и елементи управљачког ланца [93, 97, 103]	7
Слика 1.2 Примјер управљачке шеме са назначеним нивоима	8
Слика 2.1 Блок дијаграм енергетске структуре система ваздуха под притиском [40]	30
Слика 2.2 Анализа преноса енергије у системима ваздуха под притиском [46]	32
Слика 3.1 Основни модел трансформације расположивих ресурса у производе [48]	44
Слика 3.2 Дијаграм потрошње електричне енергије у системима ваздуха под притиском [12]	45
Слика 3.3 Општи модел механизма управљања процесима рада [51]	46
Слика 3.4 Демингов круг квалитета	48
Слика 3.5 Круг управљања енергетском ефикасношћу [40]	49
Слика 3.6 Структура системског прилаза повећању енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском [16, 42, 43, 44, 45]	53
Слика 3.7 Потрошња произведеног ваздуха под притиском	59
Слика 3.8 Предложена реконструкција система [52]	65
Слика 3.9 Мјесто одвајања са главног вода [52]	66
Слика 3.10 Мјесто прикључка малог прстена на велики [52]	66

Слика 3.11 Модул за приказ тренутног стања система	69
Слика 3.12 Базна и сензорска јединица	70
Слика 3.13 Блок шема базне јединице	71
Слика 3.14 Блок шема сензорске јединице.....	71
Слика 3.15 Прозор са стањима филтера	72
Слика 3.16 Промјена пада притиска у зависности од замјене филтерских уложака	73
Слика 4.1 Пнеуматска шема за премошћавање комора цилиндра колом за штедњу [61]	76
Слика 4.2 Премошћавање комора цилиндра помоћу 2/2 електромагнетног разводника [67].....	77
Слика 4.3 Актуатор са гасном опругом	79
Слика 4.4 Пнеуматска шема кола за сакупљање ваздуха под притиском [23]	79
Слика 4.5 Пнеуматска шема кола са појачивачем притиска [24].....	80
Слика 4.6. Математички модел за сакупљање искоришћеног ваздуха под притиском у додатном резервоару	81
Слика 4.7 Блок дијаграм модела за симулацију [73]	85
Слика 4.8 Референтни сигнал и положај клипа, приликом сакупљања ваздуха [73].....	87
Слика 4.9. Притисци у коморама цилиндра [73]	87
Слика 4.10 Разлика притисака (црвено) и притисак у резервоару (плаво) [73]	88
Слика 4.11 Брзина кретања клипа по циклусима до коначног заустављања [73]	88
Слика 4.12 Модел цилиндра за одређивање крутости	93

Слика 4.13 Принципијелна шема затвореног хидрауличког кола хидрауличке трансмисије.....	95
Слика 4.14 Затворено пнеуматско коло [65]	96
Слика 5.1 Основни концепт поновног коришћења ваздуха под притиском [41]	100
Слика 5.2 Алгоритам за развој енергетски ефикасног пнеуматског система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском у процесу потрошње [41].....	101
Слика 5.3 Алгоритам за развој енергетски ефикасног пнеуматског система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском у процесу производње [41].....	104
Слика 5.4 Алгоритам за одабир методе рекуперације ваздуха под притиском [41]	108
Слика 6.1 Приказ Пнеуматског кружног манипулатора [105]	111
Слика 6.2 Дијаграм пут-корак	112
Слика 6.3 Пнеуматска управљачка шема	114
Слика 6.4 Шема повезивања аналогног улаза.....	117
Слика 6.5 (а) Додатно оптерећење приликом извучења клипњаче цилиндра А – велико трење, (б) Одређивање минималног притиска потребног за извлачење клипњаче цилиндра А	118
Слика 6.6 (а) Држање предмета рада у магацину са клипњачом цилиндра В, (б) Одређивање минималног потребног притиска за извлачење клипњаче Цилиндра В.....	119
Слика 6.7 Одређивање минималног притиска за увлачење клипњаче А	120

Слика 6.8 (а) Подизање предмета рада, (б) одређивање минималног притиска за извлачење цилиндра С, (в) Одређивање минималног притиска потребног за увлачење клипњаче цилиндра С.....	121
Слика 6.9 (а) Додатно оптерећење приликом извачења клипњаче цилиндра D – велико трење, (б) Одређивање минималног притиска потребног за извлачење клипњаче цилиндра D.....	122
Слика 6.10 Извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра Е – премјештање предмета рада ка врху магацина.....	123
Слика 6.11 Одређивање минималног притиска потребног за извлачење цилиндра Е	123
Слика 6.12 Одређивање минималног притиска потребног за увлачење клипњача цилиндара D и Е.....	124
Слика 6.13 Пнеуматска управљачка шема са рекуперацијом искоришћеног ваздуха	133

СПИСАК ГРАФИКА

График 6.1 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра А.....	125
График 6.2 Одређивање граничне вриједности притиска приликом увлачења клипњаче цилиндра А.....	125
График 6.3 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра В.....	126
График 6.4 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра С.....	126
График 6.5 Одређивање граничне вриједности притиска приликом увлачења клипњаче цилиндра С.....	127
График 6.6 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра D.....	127
График 6.7 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра Е.....	128
График 6.8 Одређивање граничне вриједности притиска приликом увлачења клипњача цилиндара D и Е.....	128
График 6.9 Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за основни систем.....	135

График 6.10 Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за систем са рекуперијом искоришћеног ваздуха при улазном притиску од 6 bar.....	136
График 6.11 Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за систем са рекуперијом искоришћеног ваздуха при улазном притиску од 4 bar.....	137
График 6.12 Снимак стања у додатном резервоару када је улазни притисак 6 бар.....	139
График 6.13 Снимак стања у додатном резервоару када је улазни притисак 4 бар.....	140

СПИСАК ТАБЕЛА

Табела 3.1 Утицај величине рупе на годишње трошкове	60
Табела 3.2 Неодговарајуће примјене ваздуха под притиском и алтернативна рјешења	61
Табела 4.1 Вриједности коришћене у симулацији [73].....	87
Табела 6.1 Минималне вриједности притисака потребне за погон манипулатора	130
Табела 6.2 Усвојене вриједности притисака потребне за погон манипулатора	131
Табела 6.3 Цијене пнеуматских компоненти	143

1.УВОД

Ваздух под притиском је један од најстаријих облика енергије коју човјек примјењује и користи у замјену за физички рад. Прихватање ваздуха као медија (окружује цијелу земљу) одвија се већ хиљадама година, а исто тако се свијесно примјењује као радни медиј. Са сигурношћу се може тврдити и за то постоје писани трагови да је први човјек који се баво пнеуматиком, односно примјенио ваздух као радни медијум, био грк Ктесибиос (Κτησίβιος, 285-222 п.н.е., по енглеском извору Ctesibius). Прије више од 2000 година направио је катапулт који је као погонско средство користио енергију ваздуха под притиском. Једна од књига која описује примјену ваздуха под притиском као носиоца енергије, појавила се у првом вијеку послје Христа, а описује уређаје који су били погоњени загријаним ваздухом. Ријеч "пнеума" потиче од грчке ријечи што значи дусање, вјетар, а у филозофији има значење за душу. Од извода ријечи "пнеума" настао је појам Пнеуматика, наука о кретању ваздуха. Иако је примјена ваздуха под притиском била у употреби веома дуго, научна истраживања која обухватају системе ваздуха под притиском, системски су почела да се истражују у деветнаестом вијеку. Масовна примјена ваздуха под притиском као важног енергетског ресурса у индустријским системима је у употреби од средине двадесетог вијека. Захваљујући својим техничким карактеристикама, ваздух под притиском се све више користи у индустријским системима.

Постоји више разлога за примјену ваздуха под притиском у идустирији због својих техничких карактеристика и технолошких рјешења радних елемената, а то су:

- ваздух постоји у неограниченим количинама на располагању за процес сабијања/компресије,
- једноставна констукција,
- неосјетљивост на температурне промјене,
- сигурност од преоптерећења,
- лакше одржавање,
- дуго вријеме експлоатације,
- рад у опасним срединама,
- предности у односу на електричне и хидрауличке системе,

- боља против-пожарна безбједност (ваздух је незапаљив),
- еколошка безбједност (ако исцури из незаптивених водова не загађује околину),
- једноставност система (нема повратног вода, могућност једноставног накнадног прикључења на пнеуматски вод),
- нижи инвестициони трошкови,
- сигурност у раду (систем може да ради и ако дође до појаве незаптивности система, ваздух је неосјетљив на широке температурне промјене те је могућ рад у широким температурним границама, радни флуид стоји увијек на располагању у неограниченим количинама),
- могућност преноса енергије ваздуха на растојањима до 1000 м,
- могућност акумулирања великих количина енергије ваздуха (чак и у преносним боцама),
- остваривање обртних момената, односно сила у мировању без потрошње енергије,
- остваривање већег броја обртаја турбинских мотора мале снаге (стоматолошка бушилица има 350000 о/min, уз потрошњу ваздуха 45 Nl/min, на притиску 2,5-3 бар-а),
- велике брзине извршних органа, итд.

Због својих техничких карактеристика ваздух под притиском је поред електричне енергије, постао један од основних облика енергије који се користе у индустрији. Системи ваздуха под притиском су нашли примјену не само у индустрији, већ и у другим областима људског дјеловања. Ваздух под притиском има широку примјену у индустрији, укључујући грађевинарство, рударство, погон машина, алатки, ручних алата, ваљаоница, у процесној, прехранбеној, фармацеутској и хемијској индустрији итд. Такође ваздух под притиском има велику примјену гдје су строги захтјеви у погледу сигурности на раду и заштите животне средине.

Ваздух под притиском се користи за рад пнеуматских актуатора. Карактеристике које посједују актуатори (пнеуматске компоненте), а то су: велике брзине рада, сигурности у експлозивним срединама, сигурности од преоптерећења, лако регулисање брзине и силе, поузданост и дуг радни вијека, је један од кључних разлога за све већу примјену ваздуха

под притиском у индустрији. Ваздух под притиском има широку примјену и користи се за потребе рада различитих врста производних апликација, али и за покретање пнеуматских алата, чишћење радних мјеста и површина, пнеуматски транспорт итд. Због економичности уобичајено је да се ваздух под притиском производи и користи у оквиру истог предузећа што треба код корисника да повећа интересовање за што ефикасније управљање његовом производњом и потрошњом. Системи ваздуха под притиском су поуздани, сигурни и веома погодни за обављање многих радних операција у производном систему, али се о њиховој економичности ријетко води рачуна. Постоји заблуда да је ваздух под притиском бесплатан или да је пак толико јефтин да уопште не заслужује трошење скупоцјеног менаџерског времена на рјешавање ове проблематике. Међутим, ваздух је бесплатан само до тренутка док се не изврши његово сабијање и он постане радни флуид за пренос снаге у систему ваздуха под притиском. Од тог момента ваздух има цијену.

Поред свих наведених предности и мана ваздух под притиском је незаобилазан енергент и најскупљи начин преноса енергије у индустријским постројењима и као такав заузима четврто мјесто по значају у индустрији иза, електричне енергије, гаса и воде. Да би се разумио узрок високих трошкова рада система ваздуха под притиском треба узети у обзир следеће техничке особине ваздуха које утичу на повећање губитака и трошкова у систему:

- Ваздух је компресибилан. Сабијање ваздуха одвија се дуготрајно у компресорима и у овом процесу велики дио доведене механичке енергије се претвара у топлотну енергију која се не може искористити, што се са енергетског становишта сматра као губитак енергије. Због топлотних губитака компресори су машине са мањим степеном корисности, а из истих разлога пнеуматски мотори остварују мање силе, обично до 30 kN. Додатни проблем који ствара топлота је што неповољно утиче на подмазујуће средство (прозурокује његово брзо старење) и тако термички неповољно оптерећује материјале од којих је компресор направљен.
- Ваздух садржи влагу и механичке нечистоће, због чега изазива корозију и хабање елемената система ваздуха под притиском, па се због тога ваздух мора пречишћавати.
- Ваздух има лоша мазивна својства па се мора вршити додатно подмазивање клизних дијелова компресора, пнеуматских мотора, и осталих компоненти.

- Ваздух лоше акумулира топлоту и слабо је проводи, због чега се морају увести додатни уређаји за хлађење.
- Искоришћени ваздух је на излазу из радних елемената бучан, па се због тога на излазу из тих елемената обично постављају пригушивачи буке.

Највећи утицај на ниво енергетске ефикасности система ваздуха под притиском имају енергетски губици који се јављају у свим дијеловима система почев од производње и припреме преко транспорта па до потрошње ваздуха под притиском. Енергетски ефикасан систем ваздуха под притиском има за циљ уштеду енергије у свим дијеловима система ваздуха под притиском. Топлотни губици настали у процесу компресије ваздуха представљају најзначајније губитке у процесу производње ваздуха под притиском. Највећи дио енергије се изгуби кроз топлоту из система, а само 6% електричне енергије унијете у систем се не може регенерисати [11].

Управљање производњом, дистрибуцијом и оптималном потрошњом ваздуха под притиском представља процес који захтијева ефикасно управљање које се може извести употребом адекватно постављених, организованих, сложених, аутоматизованих система.

Карактеристике које се вежу за аутоматизоване системе су: поузданост, константност у раду, поновљивост, прецизност, независност од људског ангажовања и смањени трошкови производње. Савремени прилаз, којем се тежи, је концепт интегрисане аутоматизације, чији је циљ интеграција свих функција аутоматизације у предузећу. Овај концепт пружа могућност за оптимално рјешавање проблема, као што су ефикасно коришћење ресурса, профитабилна дјелатност предузећа, остварен квалитет производа/услуге, безбједност људи и задовољење захтјева које околина-тржиште поставља.

Мора се имати у виду да се у значајном броју производних система гдје се користи ваздух под притиском ефикасно користи само један дио укупне производње ваздуха под притиском [4,26,76,77], што директно намеће потребу за оптимизацијом ових система односно идентификовање и развој мјера за повећање њихове енергетске ефикасности. Прегледом литературе могуће је пронаћи велики број радова у којима се предлажу разни поступци за повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском [20, 50, 60, 64, 76, 91, 94, 95, 110, 111], али се због ограничености простора не могу навести сви ти

поступци.

Три су важна разлога због којих се исплати уложити вријеме, енергију и напоре ради повећања енергетске ефикасности система ваздуха под притиском, а то су:

- уштеда енергије и новца на основу установљавања и елиминације губитака,
- побољшање поузданости и перформанси пнеуматског система, и
- смањења утицаја на околину кроз смањење утрошка електричне енергије и смањења емисије CO₂ као последица тога.

Повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском има више задатака на којима треба да се истрајава, а то су:

- уштеда енергије,
- смањење трошкова одржавања и времена застоја система,
- повећање продуктивности цијелог система и
- побољшање квалитета ваздуха под притиском.

Поред економског ефекта, повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском значајно је и са становишта екологије, односно заштите животне средине. Смањивањем губитака ваздуха у систему смањује се производња ваздуха под притиском, умањује емисија CO₂ и других штетних материја у атмосферу. Такође, примјена ових система у индустрији захтијева велику количину енергије, па је важно радити на побољшању њихове ефикасности.

За производњу ваздуха под притиском, 1997. године, у САД потрошено је између 3% и 9% укупно произведене електричне енергије [1]. Депарتمان за енергију и Одјељење за енергетску ефикасност и обновљиву енергију САД, је објавио податак да се 20% електричне енергије потроши у фабрикама на производњу ваздуха под притиском [2, 3].

Потрошња електричне енергије у фабрикама ЕУ [4] је око 10%, а у Кини и Јапану [5] је између 10% и 20%. Ваздух под притиском се користи у роботици [6], у рафинеријама, за прераду дрвета, у производњи папира, у производњи хране, чишћењу и отклањању металних честица и за многе друге намјене.

Ефекат стаклене баште у износу од 37% потиче од потрошње електричне енергије добијене сагорјевањем фосилних горива [7]. Ово указује на важност смањења потрошње енергије у индустријским процесима како би се смањио утицај на животну средину.

Кроз програм повећања енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском, Њемачка је остварила смањење емисије CO₂ за око 1,6 милиона тона за период (2003-2008) године [8].

Данашњи системи ваздуха под притиском су по својој природи отвореног типа и ваздух искоришћен у извршном органу, испушта се у атмосферу и на тај начин се неповратно губи дио енергије [4, 10, 19, 22].

Ефикасност електроенергетских система је око 80%, а хидрауличних система [81, 82, 91, 106] се креће до 66% [81, 82], док је код системима ваздуха под притиском [2, 3] око 10%.

Постоје случајеви када је систем ваздуха под притиском ефикаснији од електроенергетског система, а то је у случајевима када треба дуго држати терет [10]. Енергетска ефикасност система ваздуха под притиском је у директној вези са квалитетним пројектовањем и одржавањем система.

Енергетска ефикасност је постала глобално питање и предмет међународних споразума и стандарда, а истој се у Србији посвећује велика пажња. Сходно потребама повећању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у Србији је настао истраживачки пројекат који је финансиран од Министарства науке и заштите животне средине под називом "**Повећање енергетске ефикасности пнеуматских система у индустрији**". Циљ овога пројекта био је да се направи преглед стања у системима ваздуха под притиском у Србији и да приједлог мјера за смањење трошкова производње, припреме и дистрибуције ваздуха под притиском.

ПНЕУМАТСКИ УПРАВЉАЧКИ СИСТЕМИ

Систем ваздуха под притиском се састоји од међусобно повезаних група елемената, приказаних на слици 1.1. Ове групе елемената формирају пут који омогућава ток сигнала са почетком на улазном дијелу и крајем на излазном дијелу, односно од тренутка задавања сигнала на улазу до извршења наредбе на радним елементима. Управљање радним

елементима врши се преко управљачких или командних елемената на основу сигнала добијених од елемената за обраду сигнала [93, 97, 103].

Начин како функционише систем ваздуха под притиском и веза између његових елемената (али не и њихова физичка позиција) приказују се коришћењем пнеуматских управљачких шема на којима се елементи приказују упрошћено, преко симбола, као што се може видјети на слици 1.2.

Основни нивои у системима ваздуха под притиском су:

- I ниво – ниво радних елемената (актуатора),
- I_a ниво – ниво за регулацију брзине извршних органа и сигурносне функције,
- II ниво – ниво управљачких разводника,
- III ниво – ниво логичких елемената, односно елемената за обраду сигнала,
- IV ниво – ниво сигналних елемената и
- V ниво - ниво елемената за снабдјевање ваздухом под притиском.

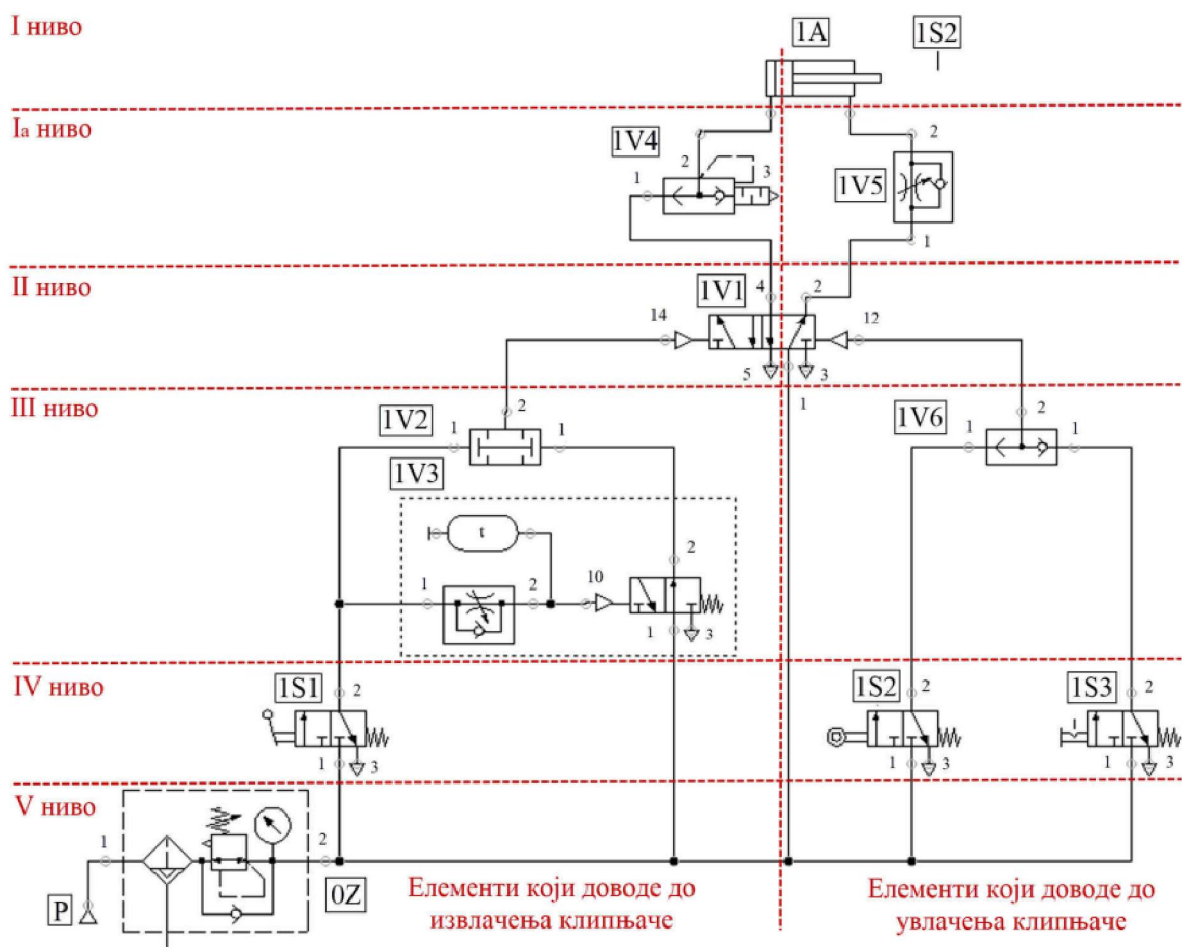


Слика 1.1 Ток сигнала у управљачком ланцу и елементи управљачког ланца [93, 97, 103]

Пнеуматске компоненте и системи ваздуха под притиском имају тренд прилагођавања новим технологијама те тако остварују симбиозу и са рачунарским управљачким технологијама. Захваљујући тој технолошкој симбиози последњих тридесетак година, остварен је примјетан развој пнеуматских компоненти и система ваздуха под притиском који су се одвајали од класичне пнеуматике захваљујући додатним усавршавањем постојећих конструктивних рјешења и усклађивању са новим трендовима

комуникације са управљачком електроником [93]. Тај технолошки развој имао је два правца: један правац је био развој "интелигентних пнеуматских компоненти" [94, 95], а други правац је био развој "интелигентних пнеуматских система" [22, 96, 104].

Захваљујући технолошком развоју интелигентних система и компоненти омогућуено је да нека пнеуматска компонента реагује на догађај у току процеса не чекајући наредбу од неког управљачког елемента. Корелација између пнеуматике, рачунарских и електронских управљачких технологија названа је "интелигентна пнеуматика". Последњих неколико година остварен је даљњи напредак и постигнут је виши технолошки ниво [98, 99, 100, 101] тако да је уведен нови термин "дигитална пнеуматика" [97, 102].



Слика 1.2 Примјер управљачке шеме са назначеним нивоима

Дигитална пнеуматика омогућава да један хардверски елемент, уз одговарајућу управљачку електронику и одговарајуће софтверско рјешење, замијени велики број индивидуалних компоненти.

1.1 ОПИС ПРЕДМЕТА, ЦИЉ ИСТРАЖИВАЊА, ОЧЕКИВАНИ РЕЗУЛТАТИ И ХИПОТЕЗЕ

1.1.1 ДЕФИНИСАЊЕ И ОПИС ПРЕДМЕТА ИСТРАЖИВАЊА

Предмет проучавања ове докторске дисертације представља истраживање могућности повећања енергетске ефикасности ваздуха под притиском уштедом ваздуха путем поновног коришћења (рекуперацијом) енергије прикупљеног ваздуха под притиском, развојем метода истраживања и мјерења на експерименталном моделу са стандардном комерцијално расположивом опремом.

У овој дисертацији ће бити објашњено на који начин је могуће постојећи систем унаприједити додавањем пнеуматских елемената на одређену позицију у систему и како се са измјеном управљачког кода формира систем ваздуха под притиском који је енергетски ефикаснији од почетног инсталисаног.

Затим, ће се извршити анализа енергетске ефикасности у односу на почетни система ваздуха под притиском.

Пажња истраживања у овој дисертацији ће бити усмјерен само на подсистеме за потрошњу ваздуха под притиском.

У складу са претходно наведеним, морају се имати на уму следеће чињенице које су узете у разматрање код овог истраживања:

- повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском може се остварити сакупљањем искоришћеног ваздуха под притиском и његовим враћањем у систем,

- сакупљење искоришћеног ваздуха под притиском из актуатора, може се обавити тако да се сачувају динамичке карактеристике актуатора, а сакупљени ваздух сачува способност да обави рад,
- енергетску ефикасност система ваздуха под притиском могуће је остварити ако се формира затворено пнеуматско коло, тако што ће се надогрдити постојећи систем пнеуматским елементима и извршити софтверска реконфигурација управљачког кода.

1.1.2 ЦИЉ ИСТРАЖИВАЊА

Основни циљ ове докторске дисертације је развој системског прилаза повећању енергетске ефикасности мултиактуаторског системима ваздуха под притиском рекуперацијом енергије ваздуха и установљавање мјера за рационално трошење и ефикасну производњу, припрему и дистрибуцију ваздуха под притиском. Системски прилаз је веома значајан јер све компоненте у систему чине ланац снабдјевања крајњих потрошача енергијом ваздуха под притиском и све су у интеракцији тако да их не треба посматрати парцијално.

Са овим прилазом треба идентификовати све утицајне факторе и у што већој мјери, установити њихове међусобне зависности како би се могло успјешније остварити повећање енергетске ефикасности рекуперацијом енергије прикупљеног ваздуха.

Циљ дисертације ће бити остварен реализацијом неколико парцијалних задатака (конструисани су мањи експериментални подсистеми у којима се анализира потрошња компримованог ваздуха сваког актуатора). На експерименталним подсистемима је одређена оптимална потрошња ваздуха сваког актуатора (одређене су минималне силе за покретање актуатора). За сваки подсистем је развијено одговарајуће управљање (софтверско рјешење).

Послије тога је извршена надоградња основног (почетног) експерименталног модела (формирано је затворено пнеуматско коло) и на њему су се извршили експерименти који су послужили за развој енергетски ефикасног система ваздуха под притиском. Овдје је урађена софтверска реконфигурација управљачког кода да би се остварило управљање новим системом.

Највећи степен примјене добијених резултата може да се очекује у производним погонима у којима је од посебног значаја минимална потрошња ваздуха под притиском (енергетска ефикасност).

1.1.3 ОЧЕКИВАНИ РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА

Резултати ових истраживања треба да укажу на неопходне промјене у досадашњем схватању проблематике производње, дистрибуције и потрошње ваздуха под притиском. Рекуперација као енергетска метода уштеде ваздуха под притиском још увијек нема знатнију примјену у индустрији. Ово истраживање би требало да укаже на системски приступ начина одабира методе рекуперације, са којом ће се остварити повећање енергетске ефикасност.

Рјешења која су развијена у овим истраживањима, допринијеће:

- повећању укупне енергетске ефикасности система ваздуха под притиском,
- смањењу потрошње електричне енергије у систему,
- смањењу цијене ваздуха под притиском,
- смањењу свих врста губитака,
- повећању квалитета ваздуха под притиском,
- смањењу потребе за одржавањем,
- побољшању перформанси система ваздуха под притиском и
- повећању радног вијека пнеуматских компоненти.

1.1.4 ХИПОТЕЗЕ

У складу са постављеним циљем истраживања дефинисане су следеће хипотезе:

Хипотеза 1.

Повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском може се

остварити сакупљањем искоришћеног ваздуха под притиском и његовим враћањем у систем.

Хипотеза 2.

Сакупљење искоришћеног ваздуха под притиском, који се испушта из актуатора, може да се обави тако да се сачува способност ваздуха да обави рад, а да се не угрозе радне карактеристике актуатора.

Хипотеза 3.

Повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском могуће је остварити формирањем затвореног пнеуматског кола.

Хипотеза 4.

Неопходно је извршити обједињено управљање, сакупљањем искоришћеног ваздуха под притиском из актуатора и враћањем прикупљеног ваздуха у дио за потрошњу.

1.2 ПРЕГЛЕД ДИСЕРТАЦИЈЕ ПО ПОГЛАВЉИМА

Дисертација је подјелена на 9 поглавља укључујући и ово уводно.

Прво поглавље предочава колика је заступљеност система ваздуха под притиском у индустријским системима у технолошки развијеним земљама, а уједно и колика је потрошње електричне енергије у системима ваздуха под притиском. Дефинисан је концепт повећања енергетске ефикасности и дата је анализа стања достигнутог развоја. Такође су наведени разлози и задаци повећања енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском. Укратко је описан принцип рада система ваздуха под притиском. Дефинисан је предмет истраживања, постављене су хипотезе истраживања као и циљ истраживања.

У другом поглављу су дате теоријске основе и преглед стања по питању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском. Наведене су националне стратегије појединих држава као и тренутна стања по питању енергетске ефикасности у тим државама. Анализирано је стање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у индустрији

Србије и могућност повећања исте. У овом поглављу изложена је анализа преноса енергије у системима ваздуха под притиском. Такође описан је појам ексерције, као и начин израчунавања енергетске ефикасности у систему ваздуха под притиском.

Треће поглавље је посвећено системском прилазу повећања енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском. Управљање енергетском ефикасношћу система ваздуха под притиском је стални процес који се може представити Деминговим кругом квалитета. Системски прилаз повећању енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском је разложен сегментно и показана је међусобна веза тих сегментата који као цјелина сачињавају модел према којем се повећава енергетска ефикасност у системима ваздуха под притиском.

У четвртном поглављу приказана су појединачна рјешења прикупљања искоришћеног ваздуха и начин коришћења енергије сакупљеног ваздуха. По угледу на хидраулички систем, уведен је концепт затвореног пнеуматског кола. На математичком моделу је описано како сакупљени ваздух утиче на динамичке карактеристике актуатора, као и начин одређивања крутости и природне учетаности пнеуматског цилиндра.

Пето поглавље је посвећено системском прилазу развоју енергетски ефикасног мултиактуаторског пнеуматског управљачког система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском. У овом поглављу развијени су алгоритми који представљају системску процедуру развоја енергетске ефикасности система са повратом енергије ваздуха под притиском.

Шесто поглавље садржи опис експерименталног модела, формираног за обављање ових истраживања. Изложен је цјелокупан експериментални поступак, метода рада и експериментални резултати. Експериментална провјера уштеде ваздуха, обављена је на Пнеуматском кружном манипулатору у Лабораторији за мехатронику Факултета техничких наука Нови Сад. Испитан је систем затвореног пнеуматског кола са враћањем сакупљеног ваздуха у дио за потрошњу. На основу експерименталних резултата израчуната је уштеда ваздуха у односу на стандардан (без рекуперације) начин рада система.

Седмо поглавље је посвећено анализи резултата истраживања у повећању енергетске ефикасности мултиактуаторског система ваздуха под притиском када се примјене поступци рекуперације енергије ваздуха под притиском на експерименталном моделу са комерцијално расположивом пнеуматском опремом.

У осмом, последњем поглављу, извршена је анализа резултата добијених у истраживању у овој дисертацији. Кроз дискусије и закључке учињен је осврт на резултате остварене у раду. Наведени су доприноси остварени у овом истраживачком раду, као и правци даљих истраживања.

Девето поглавље садржи списак литературе која је коришћена за реализацију истраживања и израду дисертације.

2. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Системи ваздуха под притиском због својих техничких карактеристика имају широку примјену у многим областима индустрије, а уједно због широке примјене су велики потрошачи електричне енергије. Компресори као потрошачи електричне енергије претварају механичку енергију у енергију ваздуха под притиском. Око 7% утрошене електричне енергије за погон компресора се претвори у енергију која преноси ваздух под притиском способну да обави механички рад [61]. Због тога је веома важно одредити потрошњу енергије система ваздуха под притиском као и потрошњу сваког његовог појединачног дијела. Повећање потрошње електричне енергије у свијету постаје круцијалан проблем.

Полазна основа у повећању енергетске ефикасности је уштеда електричне енергије. Рјешавање тог проблема иде у два правца:

- производња електричне енергије из обновљивих и необновљивих извора уз очување животне околине и
- уштеда електричне енергије на мјестима потрошње.

2.1 ПРЕГЛЕД ПОСТОЈЕЋЕГ СТАЊА ДОСТИГНУТОГ РАЗВОЈА

Претходне двије деценије истраживачи се баве и другим начинима повећања енергетска ефикасност пнеуматских система, а то се превасходно односи на избор одговарајућег управљања у системима ваздуха под притиском. Повећање енергетске ефикасности је могуће остварити увођењем електронике и сензора у пнеуматске системе и такви системи се називају пнеутроника [9], а у раду [17] се предлаже управљачки приступ који обезбјеђује значајне уштеде енергије за управљање пнеуматским серво системима.

Експерименти показују да је потрошња енергије смањена за чак 45%.

Један од начина повећања енергетске ефикасности је изведен тако што је предложено једно рјешење под називом систем ваздуха под притиском са "два нивоа" [18]. Овдје је инсталисан додатни резервоар за сакупљање искоришћеног ваздуха који се касније користио за потрошаче нижег притиска. Предложени пнеуматски систем са два нивоа [18], је послје развијао Fluid Power Centre (FPC), Bath University због великог теоријског и практичног значаја овог питања. Та истраживања су подржана од Британског удружења за ваздух под притиском (British Compressed Air Society) као и од Британског министарства за животну средину због велике могућности уштеде енергије и заштите животне средине.

Поновна употреба искоришћеног ваздуха под притиском је описана и у радовима [19, 22] гдје је приказан начин на који се смањује потрошња ваздуха под притиском у извршном дијелу враћањем енергије употребом by-pass вентила између комора цилиндра.

Студија [19] представља структуру система ваздуха под притиском са посебним акцентом на уштеду енергије остварену методом враћање енергије искоришћеног ваздуха преко бајпас вентила. Остварене су просјечна уштеде енергије: за конвенционални систем ваздуха под притиском од 38,8%, а за серво пнеуматском систему је 28,6%. Такође је приказана исплативост предложене методе.

У раду [22] је изложен алгоритам управљања позиционирањем серво-пнеуматског актуатора. Овај алгоритам управљања обезбјеђује задовољавајућу тачност позиционирања, истовремено смањујући потрошњу компримованог ваздуха за чак 29,5%. У истраживању је изложена економска анализа предложене методе.

Последњих година појавило се више радова у којима се разматра сакупљање испуштеног ваздуха, након што обави користан рад у пнеуматском цилиндру и разматра се сакупљање ваздуха под притиском у додатни резервоар за каснију употребу [24, 25].

У раду [24], користи се додатни резервоар за сакупљање искоришћеног ваздуха из актуатора и предлажу се три начина за коришћење тог ваздуха након што се повећа његов притисак примјеном пнеуматског појачавача притиска (бустера притиска). У првом случају прикупљени ваздух се сакупља у помоћном резервоару, бустер повећава притисак и шаље ваздух у главни резервоар система ваздуха под притиском. Остварена уштеда у овом случају је 4,6%. У другом случају, ваздух са актуатора се прикупља у додатном резервоару, бустер повећава притисак након чега се складишти у резервоар високог притиска. Овдје је

постигнуто повећање брзине цилиндра, а остварена је уштеда од 22,7%. У трећем случају ваздух са актуатора се директно одводи на бустер да повећа притисак и складишти у додатни резервоар. У овом случају брзина цилиндра се смањила, а постигнута је уштеда од 40%.

Сакупљање ваздуха у додатном резервоару и формирање затвореног пнеуматског кола приказано је у раду [25]. У раду је показано да затворено пнеуматско коло не нарушава динамичке карактеристике цилиндра из којих се сакупља ваздух под притиском.

У неким истраживањима поклања се пажња техничким карактеристикама елемената система ваздуха под притиском [26], док други истраживачи [27, 28] пажњу поклањају оптималној организацији система ваздуха под притиском и аналитичким поступцима за економску анализу стања енергетске ефикасности.

У раду [17] је описан начин управљања пнеуматским актуатором, гдје се за управљање користи серво систем. Експерименти показују да је потрошња енергије пнеуматског серво система смањена за чак 45%.

Истраживачки рад [29] се бави процјеном енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском, као и процјеном стања енергетске ефикасности пнеуматских уређаја. Посебан фокус је стављен на потрошаче који се широко користе у пнеуматским погонима.

Проблем са позиционирањем у системима ваздуха под притиском је ниска енергетска ефикасност [30]. Овај рад представља начин уштеде ваздуха под притиском у системима ваздуха под притиском који служе за позиционирање великих оптерећења. У овом истраживању се користи помоћни вентил за брзо укључивање/искључивање који спаја двије коморе цилиндра и на тај начин се врши уштеда ваздуха у систему. Експериментални резултати показују да се овим начином може постићи до 58% уштеде ваздуха под притиском у поређењу са класичним позиционирањем терета у системима ваздуха под притиском.

Такође, један од поступака за одређивање утроска електричне енергије у системима ваздуха под притиском представљено је у [32]. Овдје је израчуната енергетска ефикасност компресора и хладњака. Дат је опсег (0,11-0,15) kWh/m³ специфичне потрошње електричне енергије за производњу ваздуха под притиском. Наглашено је да ова граница може варирати ±20%, зависно од система. У овом раду се наводи како пораст температуре околине

негативно утиче на енергетску ефикасност компресора.

Непрестану кампању на повећању енергетске ефикасности воде специјализовани институти, министарства и велике компаније уз законску и финансијску подршку највећих држава у свијету.

Мјерењем на мјесту потрошње ваздуха под притиском и увођењем "индекса ефикасности система ваздуха под притиском" **CASE Index**, искориштено је у раду [27] као метод за праћење и поређење ефикасности (benchmarking) система, а у раду [33] се излаже поступак смањења потрошње ваздуха под притиском на мјесту потрошње.

Могућности повећања енергетске ефикасности у индустрији до 2030. године се разматра у раду [34]. Приказано је да се најмање 50% енергије у индустрији троши више него што је термодинамички минимум за те процесе, што говори о великим могућностима повећања енергетске ефикасности система ваздуха под притиском.

Непрестано усавршавање система ваздуха под притиском, развојем нових уређаја и метода управљања се може сматрати као општи тренд у повећању енергетске ефикасности.

2.2 СТАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ У СВИЈЕТУ

Приоритетни циљеви будућег развоја, а уједно и националне стратегије појединих држава је постало смањење потрошње електричне енергије на свим могућим нивоима. Урађено је доста студија о стању на пољу енергетске ефикасности пнеуматских система на захтјев министарстава или института појединих држава и могућностима примјене мјера за уштеду енергија, што показује са коликом озбиљношћу се приступа питању енергетске ефикасности у тим државама. У даљем тексту биће дат преглед најзначајнијих студија које дају увид у стање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у индустријски најразвијенијим земљама свијета и земљама у развоју.

Промотивне активности кроз економску исплативост у многим земљама подстичу примјену мјера и подижу свјесност за повећање енергетске ефикасности кроз све људске дјелатности. Унапређења у индустријским системима доносе уштеду у електричној

енергији и смањују емисију топлотне енергије што је и био основни задатак према Кјото споразуму из 1997 године.

Повећање енергетске ефикасности је постала национална стратегија Словеније [13]. Акт о енергији од 1999 године захтијева коришћење националног енергетског програма, и интегрисан је на свим могућим нивоима у привреди.

Тренутно стање у којем се налазила Кина описано је у раду [14], а односи се на уштеду електричне енергије и повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском. Извршена је анализа потрошача ваздуха под притиском у свим индустријским гранама и дошло се до закључка да се повећање енергетске ефикасности мора посматрати као интегрални концепт у цијелој индустрији. Раст индустријске производње на годишњем нивоу од 7% условио је да Кина мора обезбједити додатне изворе енергије. Као почетак огромног пројекта повећања електроенергетских извора, уз очување екологије, паралелно се почело радити на уштеди енергената. Анализом се дошло до закључка да је једна од могућности уштеде електричне енергије у системима ваздуха под притиском. Анализом разних истраживања индустријских система гдје се користи ваздух под притиском прихваћене су све препоруке које су предочене. Централни фокус је обухватила студија под називом UNIDO China Motor System Energy Conservation Program, која је трајала од (2001 – 2005) године и обухватила је 80% потрошача који се снабдевају ваздухом под притиском компресорима мале и средње снаге. Посматран је рад компресора, као и вријеме експлоатације (дневни рад компресорских система, рад током викенда, као и цијеле године) и да ли се према захтјевима посматраног система ваздуха под притиском користи одговарајући тип компресора, односно дате су препоруке који тип компресора се мора користити да би се повећала енергетска ефикасност посматраног система ваздуха под притиском, а највише пажње се обратило на системе ваздуха под притиском који раде под пуним оптерећењем цијелу годину. Увидјело се да је веома тешко одржавати компресоре који су у експлоатацији десетак година са аспекта губитака ваздуха под притиском. Анализирано је цурење ваздуха под притиском, као и могућност превазилажења истог (укупно цурење је 15% у обухваћеној студији)

Закључак ове студије се односи на следеће препоруке које су се касније почеле спроводити у пракси:

- користити најбољу расположиву технологију и управљачку стратегију у системима ваздуха под притиском,
- смањити цурења у системима ваздуха под притиском,
- системски план обухвата дневно вођење потрошње електричне енергије у системима ваздуха под притиском,
- уштеда је већа ако се посматра цијелокупни систем ваздуха под притиском, а не појединачне компоненте у посматраном систему и
- управљање мора измјенити досадашњу стратегију тј. снабдјевање система ваздуха под притиском мора бити избалансирано између потреба и производње, односно потребно је одржавати оптимални притисак у систему.

Ова наведена стратегија је почела унапређивати енергетску ефикасност у системима ваздуха под притиском, која је саставни дио повећања енергетске ефикасности у цијелој Кини на свим потенцијалним мјестима уз очување животне околине (смањење емисије CO₂).

Свеобухватан пројекат повећања енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском за Швајцарску обрађен је у студији [15]. У овој студији су идентификоване могућности за повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском и предложене мјере за повећање енергетске ефикасности. У Швајцарској 150.000 компресора годишње потроше 750 GWh електричне енергије (1,5% годишњег конзума електричне енергије), што износи 25% укупног конзума електричне енергије у индустрији. Резултат истраживања Swiss Federal Office of Energy предочава да је у 2000 години могућа уштеда од 5% до 50% електричне енергије у индустрији.

Успостављање добрих програма за повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском које развијају Влада, министарста и агенције у Новом Зеланду је приказано у [79]. Глобални садржај тих акција је сличан са програмима који већ постоје у Европи и САД. Пошло се од новог приступа, са варијацијама на интернационалне програме који су већ примјењивани. Уштеда електричне енергије од 20 до 30% остварена је у системима ваздуха под притиском у индустрији хране, пластике и дрвној индустрији.

САД је развила двије студије које се односе на енергетску ефикасност у системима ваздуха под притиском. Прва студија је "Motor Challenge program" (MCP) покренута 1993.

године. Један од кључних налаза истраживања спроведених у оквиру ове студије био је да се 20 % укупне потрошње електричне енергије користи за рад индустријских моторних погона, а највише за рад пумпи, вентилатора и система ваздуха под притиском. Потенцијалне могућности уштеде су преко 1 TWh електричне енергије годишње. Уочене су могућности унапређења система избором величине мотора и одговарајућег оптерећења машине, побољшањем просторне структуре, спровођењем адекватног управљања, побољшаним одржавањем, као и коришћењем погона са промјењивим брзинама [37]. Након МСР је уследио пројекат "Изазов ваздуха под притиском" [38]. Студија рађена за потребе Министарства енергије САД даје слику стања на пољу енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у америчкој индустрији. Један од закључака ове студије је да се примјеном мјера за повећање енергетске ефикасности остварује исплативост након 3 године, гдје се може остварити просјечна уштеда на нивоу цијеле индустрије, од 17,1%. Примјена ових мјера остварила би потенцијану уштеду енергије у САД од 15760 GWh годишње. Остали најважији закључци су следећи:

- На веома малом нивоу је свјесност и брига корисника о енергетској ефикасности. Само 9% испитаних је идентификовало управљање трошковима енергије као примарни циљ у управљању и одржавању пнеуматских система, а 17% је уопште споменуло енергетску ефикасност као један од циљева,
- Одржавање константног и поузданог снабдјевања ваздухом под притиском је главни циљ у управљању системом, навело је 71 % учесника у истраживању,
- Значајан број испитаних је извјестио о озбиљним проблемима у раду и одржавању ових система. Око 35% обухваћених корисника су трпјели штете због непланираних застоја у раду производног система изазваних неадекватним снабдјевањем ваздухом под притиском, а код 21 % испитаника је тај застој трајао 2 или више дана. Најчешће пријављивани проблеми у раду система ваздуха под притиском су били вишак влаге и неодговарајући притисак у систему,
- Програме за смањивање цурење ваздуха под притиском је спроводило 35% предузећа обухваћених студијом,
- Ниво имплементације мјера за повећање енергетске ефикасности је веома низак јер преко 57% фабрика, у претходне двије године за вријеме трајања студија, није

примјењивало никакве мјере за повећање ефикасности система ваздуха под притиском, чак ни отклањала цурења у систему,

- Највећи дио од интервјуисаних произвођача опреме сматра да су услуге повећања енергетске ефикасности суштински важне за њихову компетентност на тржишту и
- Највећи дио од интервјуисаних произвођача опреме идентификује недостатак свјесности корисника о предностима мјера за повећање енергетске ефикасности.

2.3 СТАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ У ИНДУСТРИЈИ СРБИЈЕ

Циљ истраживачког пројекта који је финансиран од стране Министарства науке и заштите животне средине је био добијања довољно прецизних информација о тадашњем стању у привреди Србије по питању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском, али и сагледавање стања, идентификовање приоритетних мјера за енергетске уштеде и омогућавање процјене њихове трошковне ефикасности. Истраживање је реализовао Центар за аутоматизацију и мехатронику из Новог Сада у сарадњи са Факултетом техничких наука из Новог Сада и машинских факултета из Ниша и Београда. Истраживање је спроведено на одабраном узорку фирми [39].

Анализом резултата из објављене студије [39] указују да је стање у овој области крајње незадовољавајуће. Потрошња енергије у системима ваздуха под притиском је знатно виша него у развијеним земљама, а што се тиче продуктивности резултати су знатно лошији.

Ова анализа наводи на закључак да се системи ваздуха под притиском у Србији:

- не користе на адекватан начин,
- не одржавају добро и
- технолошки заостају за развијеним земљама.

Уочено је да предузећа у Србији имају значајно већи проценат учешћа потрошње електричне енергије за погон мотора компресора у односу на укупну потрошњу енергије у фабрици него код одговарајућих фабрика у Европској Унији и САД.

Поредећи производњу нафте, гаса и прерађевина од нафте (5–30%) и текстила (2–10%) види се да су удјели потрошње енергије за системе ваздуха под притиском у Србији у односу на укупну потрошњу електричне енергије приближно исти као код одговарајућих индустријских грана у САД.

Разлози затеченог стања могу бити следећи:

- знатно веће учешће људског рада у индустрији Србије, што значи мањи утросак електричне енергије, али је при томе значајно умањена продуктивност,
- нерационална примјена система ваздуха под притиском за апликације које нису примјерене са аспекта енергетске ефикасности,
- заостали велики инсталирани капацитети за производњу ваздуха под притиском из времена када је производња била вишеструко већа него сада и
- дотрајалост опреме и инсталација.

Наведени разлози су мотив за разматрање ревитализације система ваздуха под притиском како би се они прилагодили тренутним потребама, а то је сустизање нових технолошких норми као и захтјеви у погледу смањења потрошње енергије.

Из студије [39] се уочавају следећи налази:

- да 71% корисника примјењује најједноставнији систем старт/стоп за управљање радом компресора, а само 16% корисника примјењује фреквентне регулаторе за управљање радом мотора компресора,
- велики број предузећа указује на озбиљне проблеме у руковању и одржавању система ваздуха под притиском и
- ријетка је појава обнављања цијелог система ваздуха под притиском или бар његовог већег дијела.

Узрок затеченог општег стања у системима ваздуха под притиском у индустрији Србије може да буде због:

- Веома мала свјесност и брига корисника за повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском. Само 33% испитаника уопште напомиње енергетску ефикасност као један од циљева у управљању системом ваздуха под

притиском, а само једно предузеће од 50 испитаних урадило је студију о већем искоришћењу ваздуха под притиском,

- Мала улагања у куповину нове опреме, гдје се као главни разлог наводи недостатак средстава и
- Није присутан системски прилаз повећању енергетске ефикасности.

Закључак који се може извести након завршене анализе у истраживању [39] може се сумирати на следећи начин: **постоји велики економски и технички потенцијал за уштеду енергије у пнеуматским системима процјењен на 30% у односу на тренутну потрошњу електричне енергије за погон компресора у индустрији.**

Техничке мјере се сматрају профитабилнијим него многе друге индустријске инвестиције које треба предузети за повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском али се оне ипак не спроводе или се бар не спроводе у довољној мјери, из разлога који су доминантно организационе природе а то су:

- Менаџменту предузећа је невидљива потрошња електричне енергије за погон компресора као и трошкови остале опреме, јер је то за компанију релативно мали трошак у поређењу са главним трошковима,
- Укупна потрошња електричне енергије у предузећима, се посматра као заједнички трошак у аналитичким књиговодственим приказима. Самим тим, смањење овог трошка не подпада под одговорност било ког појединачног менаџера сем у малом броју компанија које су увеле функцију **менаџера за енергију**,
- Куповина опреме преко тендера и јавног оглашавања не узима у обзир да је у старту скупље плаћена квалитетнија опрема провјерених и реномираних произвођача, критеријум дугорочног коришћења исте. Тако се форсира непоуздана јефтинија опрема која обично троши више електричне енергије и има краћи вијек, а на дугорочном плану повећава укупне трошкове и
- Слаба је кординација између менаџерских функција: производње, одржавања, набавке и финансија, тако да је тешко обезбједити одлуке.

2.4 МОГУЋНОСТ ПОВЕЋАЊА ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ У ИНДУСТРИЈИ СРБИЈЕ

Пут за остварење повећања енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском треба да се посматра свеобухватно кроз системски прилаз који подразумева два правца дјеловања:

- програм за повећање свијести о користима енергетске ефикасности и
- програм економских и законских мјера за подршку спровођењу националног програма енергетске ефикасности у пнеуматским системима.

Повећање свијести код свих оних који користе ваздух под притиском, подизање општег знања и улагање скромних средстава у примјену ниско-трошковних мјера за побољшање енергетске ефикасности, довело би до смањења трошкова производње и ефикаснијег пословања индустријских предузећа. Едукација стручњака (семинари и курсеви) из индустрије за израду енергетског биланса и успостављање функције **енергетског менаџера** ће водити трајну бригу за смањење трошкова енергије. Управљање енергијом као енергетском методом трасирало би пут за постизање енергетских уштеда за повећање енергетске ефикасности у индустрији Србије.

Требало би установити и успоставити мјере за рационално трошење електричне енергије за ефикасну производњу, дистрибуцији и потрошњу ваздуха под притиском, а то би било од великог значаја за побољшање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском, што се остварује следећим поступцима:

- оптимизацијом система ваздуха под притиском,
- рационалнијом употребом ваздуха под притиском (замјенити неке пнеуматске апликације са апликацијама из других система који су економичнији),
- одређивање потребног и довољног квалитета ваздуха под притиском према усвојеном стандарду,
- добрим менаџментом система ваздуха под притиском,
- примјена адекватног управљачког софвера и

- правилним одржавањем компресорског система.

Спровођење наведених техничких мјера побољшаће енергетску ефикасност система ваздуха под притиском у индустрији Србије.

Посматрајући фазе животног циклуса у којем се налази систем ваздуха под притиском могу се предложити мјере за повећање енергетске ефикасности:

- пројектовање система, избором најбоље понуде,
- значајна измјена компоненти или побољшање система уградњом/замјеном елемената који су енергетски ефикаснији и
- превентивно и корективно одржавање.

Највиши резултати у постизање енергетских уштеда могуће је остварити приликом пројектовања новог система јер се тада отвара пун спектар претходно наведених мјера за уштеду енергије. Ова ситуација је релативно ријетка, јер се нове фабрике у Србији не праве често, тако да се и најбоља прилика за системско пројектовање релативно ријетко остварује.

Кроз праксу је чест случај замјене главних компоненти у постојећим системима, а у тој ситуацији је могуће примјенити многе мјере, и/или неке теже спровести, као што је реконструкција дистрибутивне мреже увођењем система са више нивоа притиска итд.

Неопходно је увести дневно праћење потрошње електричне енергије у системима ваздуха под притиском.

Треба се посматрати цијели систем ваздуха под притиском, а не само појединачне компоненте јер је тада уштеда енергије већа. Уштеду енергије могуће је постићи у постојећим системима, независно од животног циклуса главних компоненти, као што је увођење софистицираних управљачких система који ће балансирати производњу и потрошњу ваздуха под притиском. Такође треба пронаћи начин регенерације топлоте у системима ваздуха под притиском. За примјену ових мјера потребно је урадити инжењерску студију и зато их је теже остварити, тако да су оне ограничене на велике системе.

Минималне акције које се проводе са циљем уштеде енергије су замјена филтера и детекција мјеста цурења које је могуће остварити у било којем тренутку животног циклуса компоненти ваздуха под притиском.

На основу сагледаног стања у системима ваздуха под притиском у индустрији

Србије [39], уочава се потреба за дефинисањем интегралног системског прилаза повећању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском, који би служио као јединствено средство за избор најповољнијих рјешења за повећање енергетске ефикасности у свим фазама животног вијека ових система што ће бити описано у трећем поглављу.

2.5 ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ И ЕКСЕРГИЈА СИСТЕМА

Енергетска ефикасност је појам који описује ефикасно коришћење енергије. Важно је разумјети да енергетска ефикасност није исто што и штедња или смањена потрошња енергије која је резултат мањка енергије за обављање одређене активности или превисоке цијене енергије. Побољшање енергетске ефикасности означава смањење губитака енергије без угрожавања комфора, стандарда живота или економске активности, а то се може остварити у области производње и потрошње енергије. Системи ваздуха под притиском су сигурни, безбједни и поуздани у раду, али имају релативно високе трошкове.

Енергетски ефикасан систем ваздуха под притиском је резултат доброг пројектовања, управљања и одржавања који има за циљ да обезбједи минималан губитак притиска у дистрибутивном систему, оптималан квалитет ваздуха под притиском (одстрањивање највећег дијела загађивача: воде, компресорског уља, прљавштине, рђе, опилака од цијеви и других честица) и енергетски ефикасну употребу ваздуха под притиском на мјестима потрошње.

Примјењена енергетска ефикасност у система ваздуха под притиском омогућава квалитетно управљање овим система, чиме се постиже:

- смањење губитака енергије у систему,
- значајне уштеде погонске енергије,
- дужи животно вијек компоненти,
- поузданији рад система,
- мањи трошкови рада система и
- заштита животне средине.

Енергетски неефикасан систем доводи до повећања трошкова по јединици произведеног ваздуха под притиском, неодговарајућег или неравномјерног рада пнеуматских извршних органа, скраћења радног вијека компоненти, смањења капацитета и формирања наслага рђе и муља у главним и латералним водовима.

Најчешћи, узроци енергетски неефикасног рада леже у:

- раду управљачког система,
- нереално дефинисаним захтјевима од стране потрошача,
- неусклађеним капацитетом резервоара и
- неодговарајуће пројектованом и одржаваном систему дистрибуције.

Због добрих особина које посједују системи ваздуха под притиском имају широку примјену за потребе индустријске производње иако су један од најскупљих видова енергије. Цијена ваздуха под притиском је 2 пута већа од цијене електричне енергије, 2,5 пута је већа од цијене водене паре, а 4 пута је већа од цијене природног гаса [1].

Енергетска ефикасност је дефинисана у "Директиви о производима који користе енергију" Европске комисије (Energy using Products Directive, 2005/32/EC) као: **"однос између излаза или производа неког процеса, услуге, добара или енергије и уложене енергије"**.

Енергетску ефикасност треба схватити као скуп организованих активности које се спроводе унутар граница дефинисаног енергетског система са циљем смањења потрошње улазне енергије, емисије штетних гасова и трошкова за енергију при непромјењеном степену обављања услуга или стварања нове вриједности у производном процесу унутар дефинисаног система [35].

Уопштено говорећи енергетска ефикасност представља све оно што се тиче губитака енергије, па се појам енергетске ефикасности може свести на једоставну једначину [36]:

$$E_{KORISNA} = E_{PRIMARNA} - E_{GUBICI}$$

Енергетски губици настају у процесима:

- трансформације,
- припреме,
- преноса,

- дистрибуције и
- крајњег коришћења.

Губици енергије се могу смањити на различите начине коришћењем бројних техника али они никада не могу бити једнаки нули.

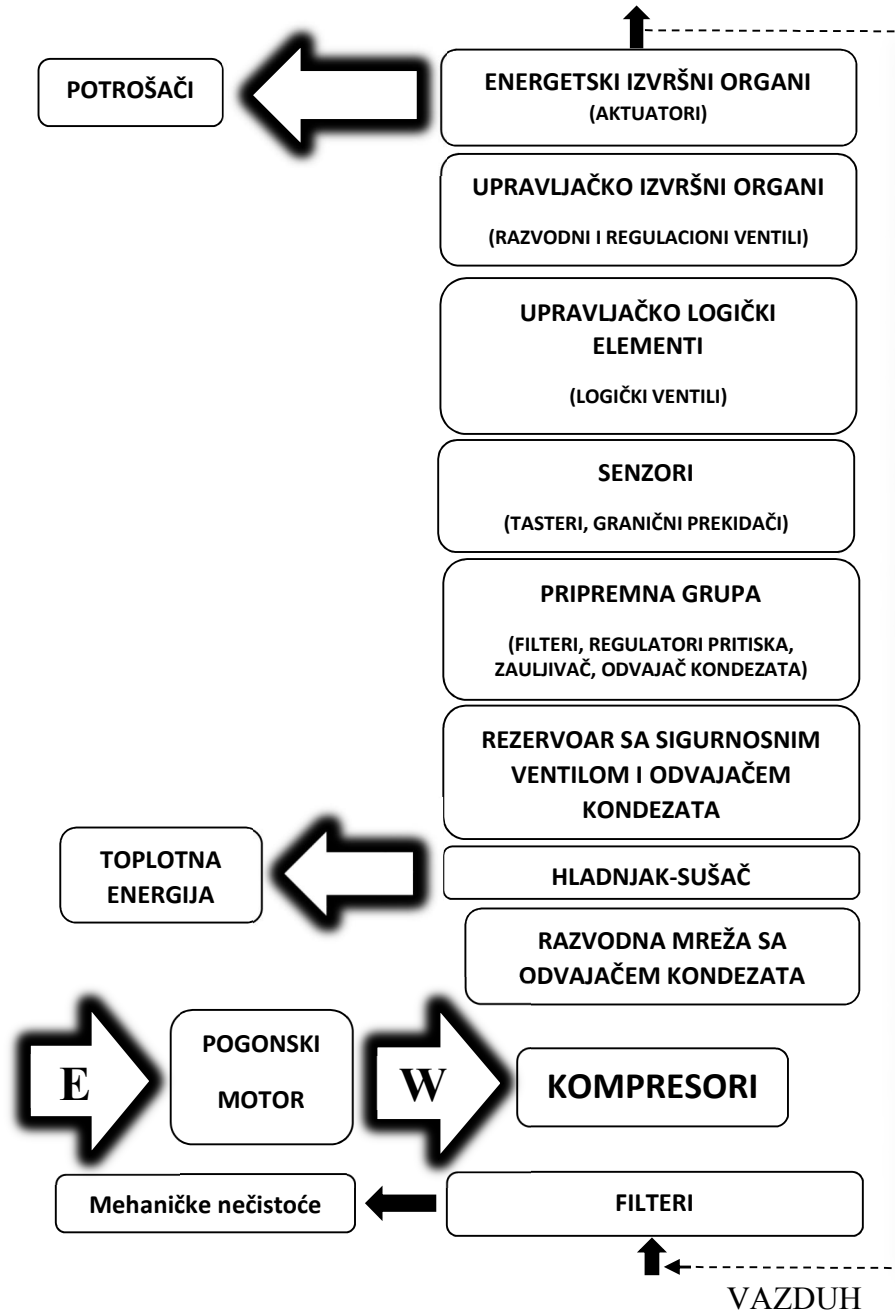
Процеси трансформације, припреме, преноса и дистрибуције углавном зависе од примјењене технологије, док потрошња зависи од примјењених техничких и не техничких мјера. Међутим системи ваздуха под притиском због своје структуре морају се веома детаљно анализирати. Енергетска структура система ваздуха под притиском представљена је у облику блок дијаграма [40] који је приказан на слици 2.1.

Да би се дефинисао индикатор енергетске ефикасности система ваздуха под притиском потребно је извршити анализу преноса енергије у систему. На слици 2.2 дат је шематски приказ преноса енергије у системима ваздуха под притиском. Анализирају се три кључна дијела система ваздуха под притиском [46]:

- извор енергије,
- транспорт енергије и
- потрошња енергије.

Системи ваздуха под притиском врше пренос енергије од извора енергије, преко транспорта па до потрошача енергије. Извори енергије су по правилу електромотори или СУС мотори који преноснику енергије доводе механичку снагу P_I дефинисану обртним моментом M_I и бројем обртаја n_I .

Претварачи енергије, односно компресори, претварају улазну механичку снагу P_I у струјну (корисну, пнеуматску, флуидну) $P_{KPMЕ}$ енергију. Ово претварање снаге одвија се кроз успостављање протока флуида $Q_{PMЕ}$ кроз претварач, при чему се специфична енергија (напор) $Y_{PMЕ}$ повећава. Међутим овај процес има губитке који су последица трења између дијелова претварача (механички губици), међусобног трења флуидних честица (хидраулички губици) и секундарног струјног флуида унутар претварача (губици протока). Укупан износ губитака снаге износи $\Delta P_{PMЕ}$.



Слика 2.1 Блок дијаграм енергетске структуре система ваздуха под притиском [40]

Степен корисности претварача механичке енергије дефинише се као однос између излазне струјне снаге P_{KPM} и улазне механичке снаге P_I , а означава се са η_{KPM} . Однос ових величина може се изразити формулама:

$$P_1 = M_1 \omega_1 = M_1 \frac{\pi n_1}{30}$$

$$P_{KPMЕ} = \rho Q_{PMЕ} Y_{PMЕ}$$

$$P_{PKME} = P_1 - \Delta P_{PMЕ} = \eta_{PMЕ} P_1$$

Струјна снага даље се транспортује цјевоводом. У цјевоводу настају губици снаге ΔP_{GC} због међусобног трења флуидних честица и случајног или намјерног одвођења радног флуида из цјевовода. Први губици су губици снаге због трења, а други настају због губитака протока ΔQ_{gc} . Губици снаге због случајног одвођења радног флуида настају због незаптивености цјевовода и обично су мали или их нема. Губици снаге због намјерног одвођења радног флуида настају при регулисању унутрашњих величина (проток, притисак) тзв. обилазним водом. Због тога је:

$$P_d = P_{PMЕ} - \Delta P_{gc}$$

$$Y_d = Y_{PMЕ} - \Delta Y_{gc}$$

$$Q_d = Q_{PMЕ} - \Delta Q_{gc}$$

гдје је:

ΔP_{gc} – губици енергије у цјевоводи

ΔY_{gc} – губици напора у цјевоводу

ΔQ_{gc} – губици протока у цјевоводу

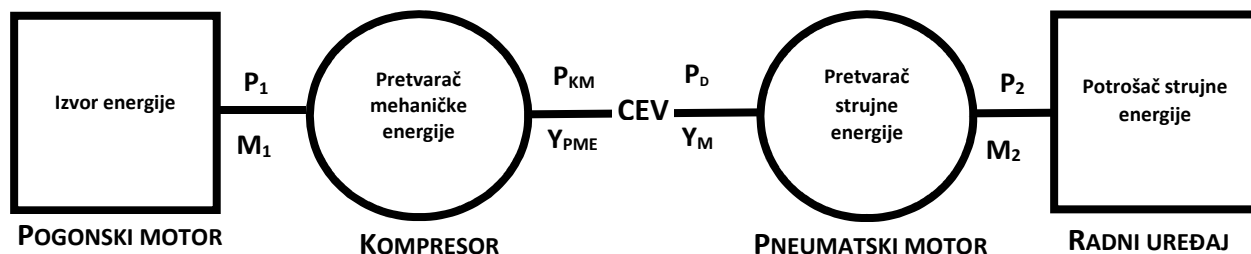
Пнеуматским моторима доводи се струјна снага P_d . Мотору дотиче радни флуид у количини Q_M , а од флуида се одузима напор Y_M . Мотор претвара струјну енергије у излазну механичку снагу. Међутим, овај процес такође има губитке у облику механичких губитака, струјних губитака и губитака протока. Везе између ових параметара су:

$$P_d = \rho Q_M Y_M = \dot{m} Y_M$$

$$P_2 = P_d - \Delta P_M$$

$$P_2 = M_2 \omega_2 = M_2 \frac{\pi n_2}{30}$$

Пренос енергије одвија се уз укупне губитке снаге ΔP тако да се могу успоставити везе између улазних и излазних параметара.



Слика 2.2 Анализа преноса енергије у системима ваздуха под притиском [46]

$$P_2 = P_1 - \Delta P = \eta P_1$$

$$\eta = \eta_{PME} \eta_{CV} \eta_M$$

$$M_2 = M_1 \eta \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_1 \eta}{i}$$

$$n_2 = n_1 \eta \frac{M_1}{M_2} = \frac{n_1 \eta}{k}$$

гдје су:

η – укупни степен корисности

η_{CV} – степен корисности цјевовода

η_M – степен корисности мотора

$i = \frac{n_2}{n_1}$ – степен трансформације броја обртаја

$k = \frac{M_2}{M_1}$ – степен трансформације обртног момента

Анализом преноса енергије у систему ваздуха под притиском долази се до закључка да је најбољи индикатор енергетске ефикасности система ваздуха под притиском **степен корисности η** који се може исказати следећом формулом:

$$\eta = \eta_{IZVORA} \cdot \eta_{TRANSPORTA} \cdot \eta_{POTROŠNJE}$$

2.5.1 ИНДИКАТОРИ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ

Енергетску ефикасност могуће је дефинисати на основу следећих индикатора [36]: степена корисности, енергетског интезитета, енергетског еластицитета и ексергијске ефикасности.

Степен корисности се дефинише као однос:

$$\eta = \frac{\text{korisna energija}}{\text{energija na ulazu u sistem}}$$

Енергетски интезитет (EI) је статистички концепт који дефинише мјеру укупне потрошње енергије у односу на економске активности. Представља се као однос примарне (финалне, *FP*) потрошње енергије и бруто домаћег производа (BDP), у току једне календарске године:

$$EI = \frac{FP}{BDP}$$

Енергетски еластицитет (EE) је индикатор који се користи у вези са енергетским интезитетом. То је промјена енергетске потрошње потребне за промјену јединичног бруто домаћег производа.

$$EE = \frac{FP(n) - FP(n-1)}{BDP(n) - BDP(n-1)}$$

гдје је:

n – година на коју се величина односи.

Ексергију као појам први пут помиње Рант Зоран (словеначки професор) на њемачком језику, који је предложио и називе на другим језицима. Постоје и други термини који се користе за овај појам као што су "расположива енергија" и "могућност обављања рада" [62]. Појам ексергије је опште прихваћен и има широку употребу [64].

Појам ексергије је одавно укоријењен и налазе у радовима S.Carnot-а (1824), Gibbs-а (1875) и Maxwell-а (1872). Код топлотне енергије, S.Carnot-а, је показао 1824. године да се: **у топлотној машини не може сва топлота претворити у рад јер постоје топлотни губици**, што је предочено формулом (2.1).

$$\eta = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in}} \quad (2.1)$$

где су T_{in} и T_{out} улазна и излазна температура топлотне машине.

Рант је извршио класификацију енергије на основу степена њихове трансформације. Дио енергије, који може да се претвори у рад, назива се *ексергија*, а други дио енергије, који се не може искористити или употријебити назива се *анергија*. Ова подјела важи за повратне и неповратне процесе.

Код енергија, као што су електрична, електромагнетна, хемијска, енергија ваздуха под притиском и друге, различит је удио ексергије у укупном њиховом износу, па према томе и различито се дефинише ексергија према поријеклу енергије. Сходно томе усвојена је најприхватљивија дефиниција за ексергију која гласи: **ексергија система једнака је максималном раду који систем може да изврши када из неког стања пређе у равнотежно стање са окружењем.**

Према томе, ексергија је дио енергије који је расположив за употребу, односно то се може изразити као:

$$\text{ЕНЕРГИЈА}=\text{ЕКСЕРГИЈА}+\text{АНЕРГИЈА}.$$

Ексергија се одређује, и њена вриједност зависи од референтних услова одређених равнотежним стањем система [62]. Електрична енергија је по свом садржају ексергија [62]. Такође механичка енергија, ако нема губитака сматра се као ексергија, јер се потпуно претвори у рад. Док код топлотне енергије то није случај.

У складу са Првим законом термодинамике, енергија се не може уништити, већ се трансформише из једног облика у други. Међутим, ексергија се може уништити и то се догађа увијек у процесима који укључују температурне промјене.

Уништење ексергије је пропорционално повећању ентропије у систему. Уништени дио ексергије се назива анергија. Ексергија неког система се може приказати изразом:

$$E_x=E-T \cdot S \quad (2.2)$$

гдје је у (2.2):

E_x , ексергија система,

E , енергија система,

T , температура околине изражена у Келвинима

S , ентропија система.

Увиђа се да је други члан у изразу (2.2) са десне стране, представља анергију.

Из Другог закона термодинамике произилазе следеће чињенице:

- код неповратних процеса ексергија прелази у анергију,
- код повратних процеса ексергија је константна,
- немогуће је анергију превести у ексергију и
- Други закон термодинамике је принцип о повећању анергије.

Од свих компоненти ексергије ваздуха под притиском само су двије компоненте ексергије [63] значајне за коришћење, а то су: компонента ексергије што је зависна од притиска и компонента ексергије што је зависна од температуре. Ексергија се одређује у односу на усвојене референтне вриједности величине притиска и температуре, или се за референтне вриједности узимају вриједности дефинисане одговарајућим стандардима (ISO 6358, DIN 1343). Снага ваздуха под притиском \dot{W} , у односу на референтно стање околне атмосфере, према вриједностима температуре T_{atm} и притиска p_{atm} , се изражава као [63]:

$$\dot{W} = \dot{m}RT_{atm} \ln \frac{p}{p_{atm}} + \dot{m}RT_{atm} \frac{k}{k-1} \left(\frac{T}{T_{atm}} - 1 - \ln \frac{T}{T_{atm}} \right) \quad (2.3)$$

гдје су у (2.3) користе следеће ознаке:

\dot{m} - је масени проток

T и p - су температура и притисак ваздуха

T_{atm} и p_{atm} - су температура и притисак атмосферског ваздуха

R – универзална гасна константа

k - је однос специфичних топлота ваздуха при константном притиску и константној запремини.

Међутим, када је температура ваздуха једнака температури околине $T = T_{atm}$, тада једначина (2.3) поприма следећи облик и своди се на компоненту зависну од притиска

$$\dot{W} = \dot{m} R T_{atm} \cdot \ln \frac{P}{P_{atm}} \quad (2.4)$$

Из једначине (2.4) директно се израчунава енергија са изразом

$$W = m R T_{atm} \cdot \ln \frac{P}{P_{atm}} = p_a V_a \cdot \ln \frac{P}{P_{atm}} \quad (2.5)$$

Из израз (2.5) је видљиво који дио енергије ваздуха под притиском теоријски може да се претвори у механички рад за посматрано референтно стање околине и представља ексергију ваздуха зависну од притиска. Када се ексергија обиљежи са Ex , тада према [10], израз (2.5) поприма следећи облик:

$$Ex = m R T_{atm} \cdot \ln \frac{P}{P_{atm}} = p_a V_a \cdot \ln \frac{P}{P_{atm}}$$

Овдје је само представљена компонента ексергије која је зависна од притиска ваздуха. Међутим, ако је референтна температура $T \neq T_{atm}$, тада ексергија ваздуха Ex [10] према изразу (2.3) поприма следећи облик:

$$Ex = m R T_{atm} \ln \frac{P}{P_{atm}} + m R T_{atm} \frac{k}{k-1} \left(\frac{T}{T_{atm}} - 1 - \ln \frac{T}{T_{atm}} \right) \quad (2.6)$$

У (2.6) садржане су компоненте притиска и температуре, док су остале компоненте ексергије овдје занемарене (потенцијална, кинетичка и компонента услијед промјене температуре атмосфере у односу на референтне температуре), јер нису биле од значаја за истраживање [63].

Ефикасност одређена помоћу ексергије система назива се **ексергијска ефикасност** и разликује се од **енергетске ефикасности**, а неки аутори је називају и термодинамичком ефикасношћу.

Ексергијска ефикасност ε која је заснована на првом и другом закону термодинамике пружа реалнију мјеру за ефикасну конверзије енергије. Приликом поређења уређаја једних са другим и њихов идеални термодинамички процес користи се механички рад, а не корисна енергија.

Ексергијска ефикасност се за уређаје дефинише као [36]:

$$\varepsilon = \frac{\text{ексергија на улазу}}{\text{ексергија на излазу}} = \frac{\text{користан рад}}{\text{максимално могућ рад на излазу}}$$

Ексергијска ефикасност се може израчунати директно налажењем коефицијената између излаза и улаза токова ексергије кроз уређај, што је у пракси веома компликовано. Међутим ако је позната енергетска ефикасност (η), тада ексергијска ефикасност (ε) се може процјенити као [36]:

$$\varepsilon = \eta \cdot \nu$$

гдје је бездимензиони фактор квалитета (ν) који се користи за кориговање губитака квалитета енергије у процесу претварања.

У литератури [62] се среће више дефиниција ексергијске ефикасности према врсти енергије која се обрађује и процеса гдје се примјењује. Ексергијска ефикасност се рачуна помоћу ексергије на улазу и излазу система. Најчешће су у употреби следеће дефиниције [62]:

➤ *Универзална ексергијска ефикасност* која се дефинише као:

$$\psi_u = \frac{\sum Ex_{izlazna}}{\sum Ex_{ulazna}} = \frac{\sum Ex_{ulazna} - \sum Ex_{gubitaka}}{\sum Ex_{ulazna}}$$

гдје $\sum Ex_{ulazna}$ је укупна ексергија улазне енергије система, $\sum Ex_{izlazna}$ је укупна ексергија излазне енергије система, а $\sum Ex_{gubitaka}$ је укупна ексергија губитака у систему. Универзална ексергијска ефикасност се у литератури назива и конвенционална ексергијска ефикасност.

➤ *Функционална ексергијска ефикасност* се дефинише као:

$$\psi_f = \frac{\sum Ex_{proizvoda}}{\sum Ex_{utrošena}}$$

гдје је $\sum Ex_{proizvoda}$ дио излазне ексергије који представља резултат или жељени производ процеса, а $\sum Ex_{utrošena}$ је дио улазне ексергије неопходан за добијање жељеног излаза или производа, а у литератури је позната као *рационална ексергијска ефикасност*.

По многим *Функционална ексергијска ефикасност* има праву термодинамичку природу, и користи се увијек кад је могуће одредити **укупну ексергију резултата рада процеса и укупну ексергију уложену у тај процес**. То није увијек једноставно учинити. Предности коришћења ексергије је у томе што се у анализу укључује само дио енергије способну за претварање у користан рад и што се тај дио одређује у односу на реалне референтне услове посматраног система.

2.5.1.1 ОДРЕЂИВАЊЕ ЕКСЕРГИЈСКЕ ЕФИКАСНОСТИ ЕЛЕМЕНАТА ПНЕУМАТСКОГ СИСТЕМА

Код система са ваздухом под притиском разликују се три главна дијела: производња ваздуха под притиском, дистрибуција и потрошња, па се и ексергијска ефикасност често одређује посебно за ове дијелове.

Када се анализира систем ваздуха под притиском прати се ток ексергије, почев од улазне електричне енергије која покреће електромотор компресора, преко трансформације у енергију ваздуха под притиском у компресору, дистрибуције ваздуха кроз мрежу и на крају до потрошње ваздуха под притиском у актуаторима. Улазна електрична енергија се, најчешће, узима да је по својој природи у потпуности ексергија.

Компресор је потрошач примарне енергије (најчешће електрична енергија) и први велики узрок неефикасности система ваздуха под притиском [61] и зато је предмет многих поступака за поправљање ефикасности. Ексергијска ефикасност компресора [62] може да

се рачуна према:

$$\psi = \frac{\dot{m}C_p(T_2 - T_1) + \dot{m}T_0 \left(R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) - C_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \right) + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right)}{\dot{W}_{el}} \quad (2.7)$$

где су: p_1 улазни притисак, p_2 излазни притисак, T_1 температура на улазу, T_2 температура на излазу, T_0 температура спољашњег ваздуха, T_s температура ваздуха којим се хлади компресор, \dot{m} масени проток, W_{el} утрошена електрична енергија, Q топлота која се одводи у околину, а C_p и R су специфична топлота и универзална гасна константа ваздуха.

Бројилац у изразу (2.7) показује да у овом прорачуну електрична енергија није потпуна ексергија. Ако се у изразу (2.7) за анализу ексергије, користи само ексергија која потиче од притиска, ексергијска ефикасност компресора се своди на израз

$$\psi = \frac{\dot{m}T_0R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\dot{W}_{el}} \quad (2.8)$$

Код рачунања ексергијске ефикасности ψ , у обрачун улази комплетна потрошња електричне енергије што олакшава њено одређивање.

Ексергијска анализа даје другачије и реалније резултате од традиционалне енергетске анализе. У истраживачком раду [62] се наводи следеће: када компресор ради 33% радног циклуса под оптерећењем, а у обрачун се укључи његова потрошња електричне енергије и у неоптерећеном стању, добија се средња вриједност ексергијске ефикасности од 0,25. Међутим када се рачуна само период рада када је компресор под оптерећењем, тада је ексергија компресора 0,52.

Ексергијска ефикасност система ваздуха под притиском је изложена у истраживачком раду [66]. Урађена је анализа за политропски процес у којем је инсталисан компресор GA 250 Atlas Copco са мрежом укупне дужине 300 m. Ексергијска ефикасност система се рачуна по образцу:

$$\eta_{ex}^{inst} = \eta_{ex}^{compressor} \cdot \eta_{ex}^{network} \quad (2.9)$$

где је у изразу (2.9) η_{ex}^{inst} укупна ексергијска ефикасност, $\eta_{ex}^{compressor}$ ексергијска ефикасност компресора и $\eta_{ex}^{network}$ ексергијска ефикасност разводне мреже. Експериментални резултат се даје за разводну мрежу $\eta_{ex}^{network} = 0,79$. За цио систем се наводи да је ексергија знатно мања и да зависи од политропског индекса.

У истраживању [10] дати су следећи експериментални резултат за одређивање ексергијске ефикасност: ексергијска ефикасност компресора је 0,39, ексергијска ефикасности исушивача је 0,94 и ексергијска ефикасности регулатора притиска је 0,95. Тако да је укупну ексергијска ефикасност система 0,35.

Дио у коме се троши велики дио ексергије у систему ваздуха под притиском јесте систем за дистрибуцију или развођење ваздуха. Систем за дистрибуцију врши интеграцију свих компоненти система.

Експериментално истраживање [75] анализира енергетску ефикасност разводне мреже ваздуха под притиском од компресорске станице до крајњег потрошача и дају се подаци о губитку ексергије у разводној мрежи. Око 50% губитака настаје због смањеног протока, а 8,5% је због пада притиска. Укупни губици ексергије су 49,09% због цурења ваздуха на спојевима од чега је 36,5% у мрежи, а 12,5% је на потрошачима. За овај прорачун се узима да је електрична енергија улазна ексергија у систему.

Крајњим потрошачима у систему ваздуха под притиском се треба одредити ексергијска ефикасност. Ваздух под притиском се користи за погон актуатора или се користи за друге апликације попут хлађења или чишћења и других поступака где се ексергија ваздуха потпуно уништава након извршења те активности.

Ексергијска ефикасност пнеуматских актуатора [10] се одређује помоћу израза:

$$\psi = \frac{\int_0^L F ds}{\int_{t_1}^{t_2} Ex_{in} dt} \quad (2.10)$$

у бројиоцу се рачуна рад силе F цилиндра на путу од 0 до L , што је излазна ексергија. У имениоцу је садржана укупна ексергија ваздуха под притиском доведена у цилиндар за вријеме овог кретања, од почетног тренутка t_1 до крајњег тренутка t_2 кретања клипа у цилиндру. Вриједност ексергијске ефикасности актуатора је 0,14, док се остатак ексергије

уништава у неповратним процесима у актуатору, као што је трење и испуштање искоришћеног ваздуха.

3. СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ ПОВЕЋАЊА ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ АУТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

3.1 СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ

За рјешавање било ког проблема треба користити системски прилаз [47], што подразумјева виши аспект посматрања сложеног предмета као система, односно користити што више знања у том посматрању. Обавезно се узимају у обзир везе изабраног дијела који се проучава са цјелином проблема да се не добију парцијална рјешења. За системски приступ рјешавању било ког проблема полази се од следећих принципијелних ставова:

- Важно је разумјет да су сви предмети стварности, било материјални (реално постојећи), било замишљени, као проблеми се схватају сложеним и представљају се као систем.
- Сложени предмет се посматра као систем и налази се у околини (која се може са неког становишта посматрати као систем) са којом је повезан екстерним везама. Околина утиче на промјене облика постојања, својстава и стања система, али и систем утиче на околину.
- Дијелови који чине сложени предмет као систем су "интегрални чланови једне синтетичке, недјелјиве повезаности којој припадају" – структуре. Структурна анализа сложених предмета је битан корак у примјени системског прилаза.
- Сви предмети у стварности, у простору и времену, мијењају своје облике постојања, своја својства и своја стања. Један од битних задатака системског прилаза и, на основу њега, операционализованих системских поступака, јесте

проналажење механизма тих трансформација у сложеним предметима као системима.

Три основна полазишта на којима се заснива системски прилаз су:

- принцип сложености свих предмета (ствари и процеса) стварности,
- принцип повезаности и међусобног дјеловања објеката стварности по разним основама и
- принцип непрекидних промјена свих предмета стварности.

У стварном окружењу, не постоје потпуно једноставни предмети који су елементи сложених предмета. Ипак, постоје предмети који су више или мање сложени и чине саставни део сложенијих предмета. Ти предмети се сматрају елементима, односно релативно једноставним саставним дијеловима сложенијих предмета, упркос њиховој сложености. Једноставни предмети представљају само граничне случајеве сложених предмета.

Готово је немогуће наћи два предмета или појаве које нису у некој вези. Везе између њих чине мреже које се даље хијерархијски степенују по сложености. Због тога је предмет системског прилаза и на њему заснованих метода, да идентификује и моделира интерне и екстерне везе сложених предмета као система.

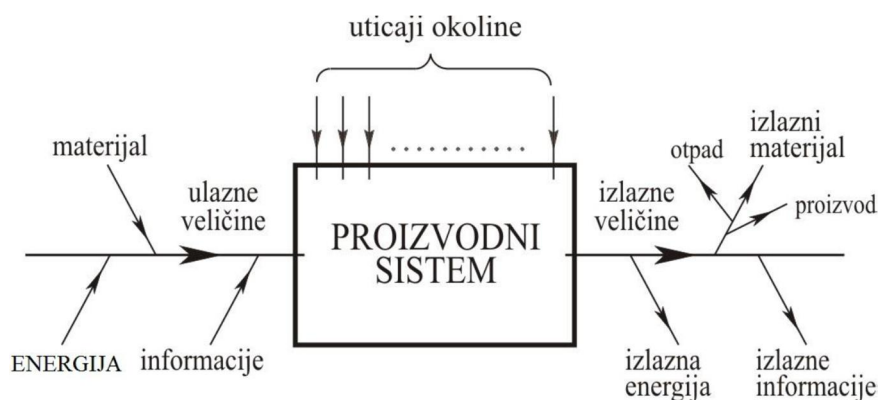
3.2 ПРОИЗВОДНИ СИСТЕМИ, ЕНЕРГЕТСКИ ТОК, ОСНОВЕ УПРАВЉАЊА

Производња је условљена постојањем скупа елемената (предмета рада, средстава рада и учесника у процесима рада) међусобно повезаних у складу са пројектованим поступцима промјене стања са једне, и улагањем људског рада са друге стране, односно условљава постојање система за производњу обликованих на начин да обезбиједи трансформацију расположивих ресурса у производе у складу са датим потребама (слика 3.1). Производни системи, представљају, на дати начин, системе за остварење циљева производње односно добијање производа неопходних за задовољење потреба у друштву

[21,48].

Производни системи (слика 3.1) повезују технолошке, енергетске и информационе структуре са учесницима у процесима рада путем различитих веза, које варирају по интезитету, правцу и смијеру [48].

Индустријски систем-предузеће подразумјева постојање скупа елемената-предмета рада, средстава рада и учесника у процесима рада, међусобно везаних процесима рада који омогућавају претварање улазних МАТЕРИЈАЛА, на основу датих ИНФОРМАЦИЈА и уз улагање потребне ЕНЕРГИЈЕ (електричне, топлотне, ваздуха под притиском и биоенергије учесника) у процесима рада, у производе потребног и довољног квалитета за задовољење потрошача [49].



Слика 3.1 Основни модел трансформације расположивих ресурса у производе [48]

Постоје три основна тока у производном систему:

- ток материјала,
- ток информација и
- ток енергије.

ТОК МАТЕРИЈАЛА је скуп примјених пројектованих поступака који омогућују трансформацију улазних материјала у излазне производе потребног и довољног квалитета.

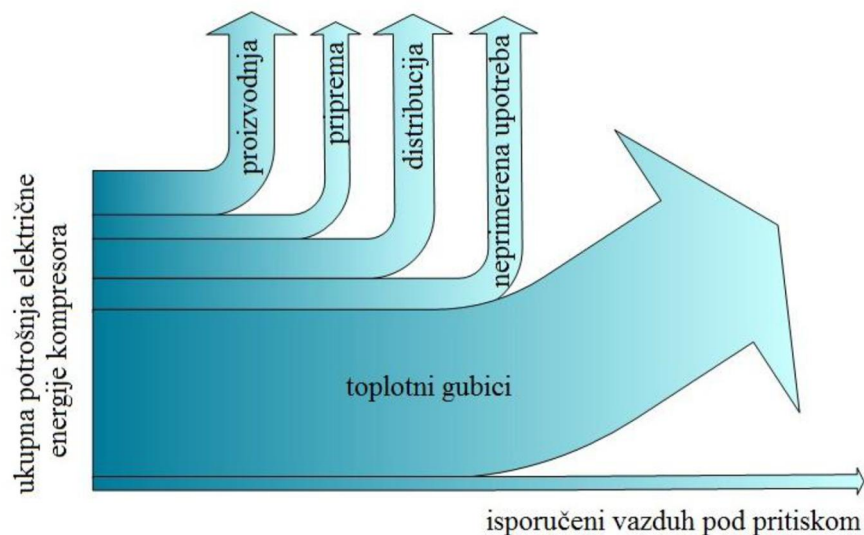
ТОК ИНФОРМАЦИЈА представља скуп поступака филтрирања, обраде и протока података-информација потребних и довољних за извођење процеса трансформације улазних величина у излазне у складу са постављеном функцијом циља предузећа. Ток

информација спаја елементе организационе структуре системом повратних спрега у једну цјелину систем-предузеће.

ТОК ЕНЕРГИЈЕ се састоји од мреже проводника и енергетских постројења који омогућавају рад технолошких система-машина и уређаја у процесу претварања улазних величина у излазне величине, обезбјеђујући неопходне услове за процес производње, као што су гријање/хлађење, освјетљење и климатизација.

Предмет истраживња ове дисертације је везан за проучавање *ТОКА ЕНЕРГИЈЕ* у производним системима, односно фокус је усмјерен на системе ваздуха под притиском и њихов енергетски ефикасан рад.

Важно је напоменути да је значајан утрошак електричне енергије на производњу ваздуха под притиском (3.2), при чему се само мањи дио те енергије користи за вршење корисног механичког рада. Због тога је од изузетне важности смањити различите врсте губитака који утичу на енергетску ефикасност система ваздуха под притиском [12]. Ова дисертација има за циљ пружити рјешења која ће помоћи у смањењу губитака и побољшању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском.



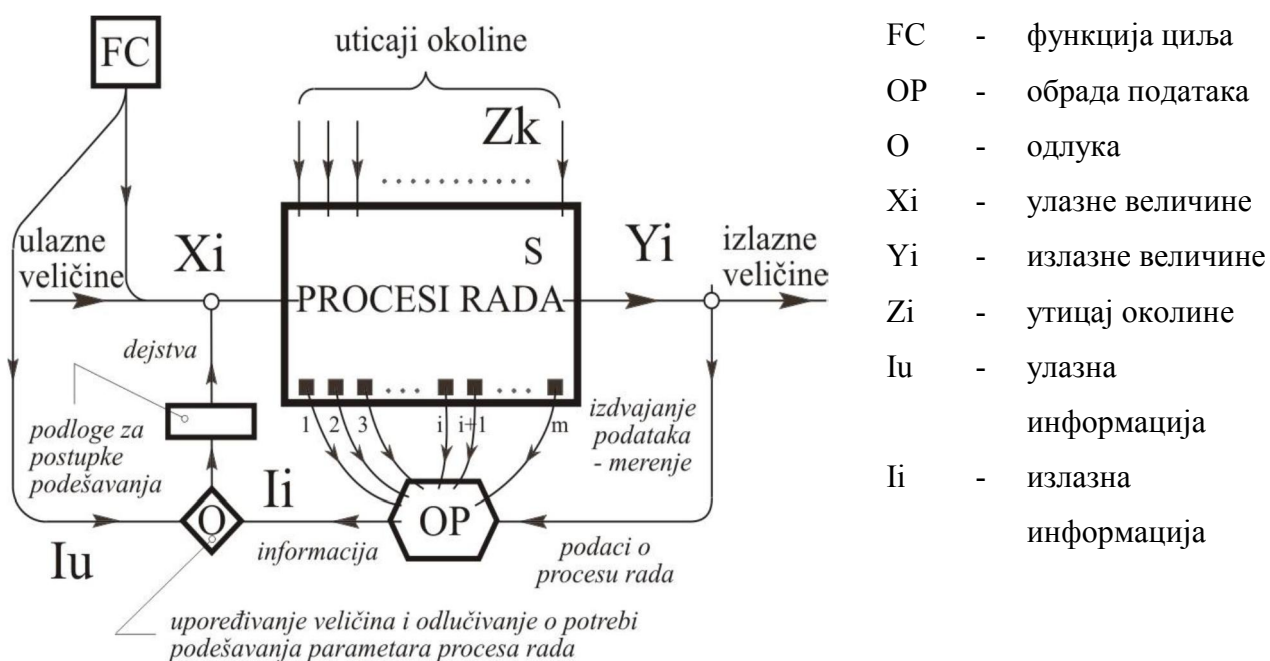
Слика 3.2 Дијаграм потрошње електричне енергије у системима ваздуха под притиском [12]

Због тога је од изузетне важности смањити различите врсте губитака који утичу на енергетску ефикасност система ваздуха под притиском.

Да би производни систем био енергетски ефикасан потребно је да сви његови

дијелови функционишу на енергетски ефикасан начин. Са енергетског становишта систем ваздуха под притиском, је веома важан сегмент производног индустријског система којем је потребно обезбједити његов енергетски ефикасан рад. Повећање енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском, се у највећој мјери постиже добрим управљањем. У остварењу повећања енергетске ефикасности предузећа учествују све његове функције, сектори у погону, а сам процес води највише руководство производног предузећа. Важно је напоменути да потенцијали за повећање енергетске ефикасности у предузећу нису само техничке природе, већ су повезани са свим функцијама предузећа и његовог окружења. Због тога је пажња менаџера усмјерена на системе управљања који ће имати одговоран однос према енергији и околина. У циљу повећања енергетске ефикасности присутан је тренд увођења функције **енергетског менаџера**.

Добра полазна основа у поступку развоја системског прилаза повећању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском је општи модел управљања процесима рада (слика 3.3). У системима ваздуха под притиском могуће је управљати енергетском ефикасношћу поређењем вриједности добијених излазних величина са њиховим задатим вриједностима (притисак, проток и квалитет ваздуха).



Слика 3.3 Општи модел механизма управљања процесима рада [51]

Развој управљачких система је заснован на принципу: да систем који производи одређену излазну величину је управљив на бази те излазне величине повратном спрегом (слика 3.3).

3.3 УПРАВЉАЊЕ ЕНЕРГЕТСКОМ ЕФИКАСНОШЋУ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском је непрекидан и сталан процес који започиње након спроведене системске анализе. Побољшавање енергетске ефикасности је процес гдје се свакодневним праћењем система ваздуха под притиском отклањају сви недостаци и поремећаји система, а све то у циљу ефикаснијег функционисања система. Енергетска ефикасност треба да побољша перформансе и подигне ниво продуктивности система ваздуха под притиском.

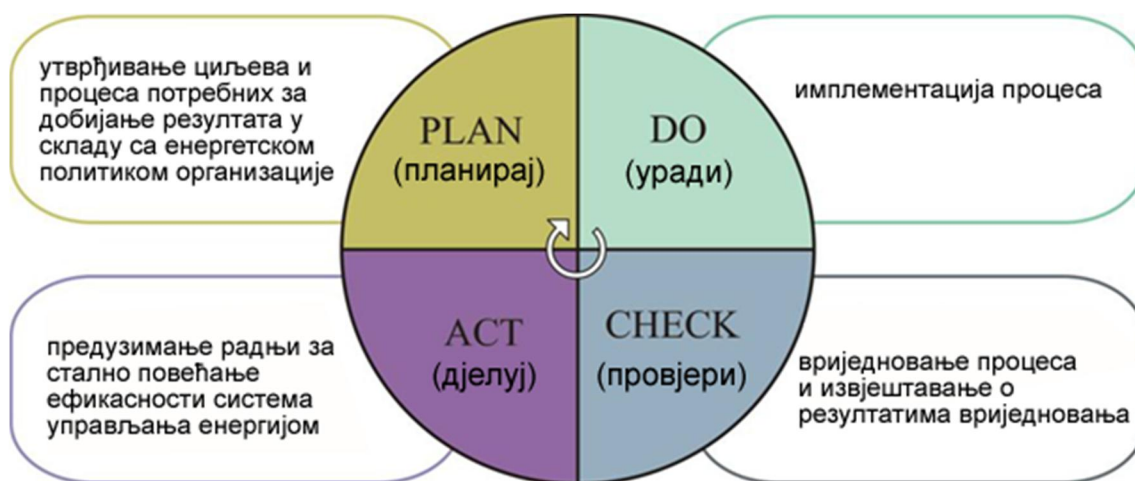
Стално побољшање енергетске ефикасности могуће је спровести увођењем Деминговог круга квалитета (слика 3.4). Демингов круг (циклус) је систем који се користи у компанијама за постизање процеса сталног усавршавања.

Треба напоменути да Демингов круг користе компаније које теже повећању својих стандарда квалитета и њеном ефикаснијем функционисању. Ако се правилно користи, може помоћи компанијама да побољшају перформансе и ниво продуктивности.

Такође, то је високо ефикасна метода која се примјењује у системима управљања квалитетом и сталним побољшањима. Помаже у тражењу рјешења за одређене специфичне проблеме и постизању оптимизације процеса примјењених у организацијама. Прије свега, то је циклус који прати четири фазе: (Plan) планирања, (Do) рада-вршења, (Check) провјере и (Act) дјеловања.

PLAN – За почетак, у фази планирања тражи се анализа стања предузећа и његових потреба. Затим треба пронаћи подручја која се могу побољшати и на основу тога утврдите циљеве које треба постићи. Наравно, да би овај корак био ефикасан, морају се сакупљати подаци, предлагати идеје, утврђивати циљеве и дефинисати акције, као и одредити вријеме за постизање резултата.

DO – Кроз ову фазу спроводи се провјера предложених унапређења и прикупљају се добијени резултати. Запослени пролазе обуку која се односи на примјену метода и техника за унапријеђење квалитета. У завршном кораку ове фазе треба одредити основне показатеље успјешности у процесу унапријеђења квалитета и формирати пројектни тим који ће управљати процесом.



Слика 3.4 Демингов круг квалитета

CHECK – Овдје се извршава пилот пројекат и прикупљају се подаци о вриједностима показатеља успјешности. Анализирају се прикупљени подаци и изводе закључци.

ACT – У овој фази се приступа имплементацији провјерених побољшања. Овдје постоје двије могућности, прихватити или одбацити предложено рјешење. Прихваћено рјешење се стандардизује и запослени кроз дефинисане процедуре морају тачно знати на који начин ће их примјењивати у будућем раду. Овај циклус треба поновити одређени број пута под различитим околностима и условима у циљу утврђивања тачности добијених резултата.

PDCA – за разлику од претходно описане четири фазе је непрекидни циклус који се стално понавља и самим тим побољшања постају дио свакодневног живота. Са овим непрекидним циклусом организација боље упознаје сопствено функционисање а уједно препознаје и захтјеве купаца.

Да би се остварило повећање енергетске ефикасности у некој компанији потребно је дефинисати одговарајућу енергетску политику. Циљ енергетске политике је успостављање

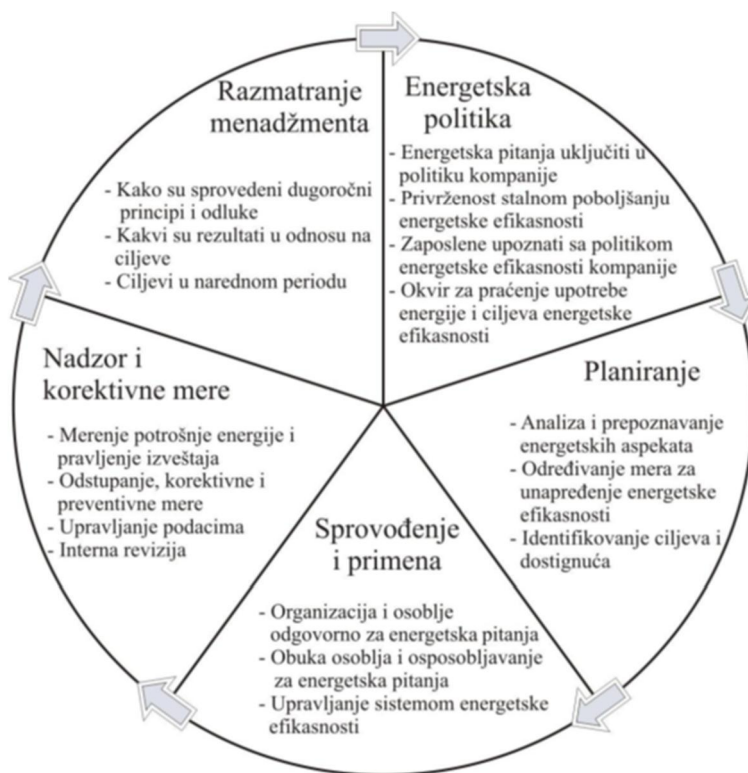
система управљања енергијом (Energy Management System) који стално и уз надзор главног менаџмента предузећа ради на унапређењу енергетске ефикасности.

Усвајањем система енергетског управљања осигурава се да предузеће непрекидно пролази циклус дефинисања и усвајања енергетске стратегије, планирање поступака за побољшање енергетске ефикасности, њихово увођење и провјеру резултата на основу којих се прави нова стратегија.

Сходно дефинисаним принципима управљања енергијом у производним и пословним процесима, принципи управљања енергетском ефикасношћу могу се описати коришћењем круга управљања подјелењог на пет фаза [40], приказаних на слици 3.5.

Основне фазе круга управљања енергетском ефикасношћу су:

- Дефинисање енергетске политике,
- Планирање акција за постизање дефинисаних циљева,
- Спровођење и примјена дефинисаних активности,
- Надзор и корективне мјере и
- Анализа функционалности система.



3.5 Круг управљања енергетском ефикасношћу [40]

3.4 РАЗВОЈ СИСТЕМСКОГ ПРИЛАЗА ПОВЕЋАЊУ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ АУТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Систем ваздуха под притиском који се састоји од: производње, припреме и дистрибуције мора да ради у корелацији са уређајима који користе ваздух под притиском, односно, да се производња и потрошња ваздуха под притиском мора увијек посматрати као јединствен систем јер они никада не раде независно један од другог. У том контексту треба посматрати и енергетску ефикасност ових система. Увођење мјера за повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском не треба да буде резултат "случајних" пројеката [40], већ системски спроведених истраживања стања у коме се системи ваздуха под притиском налазе и свеобухватне анализе могућности за уштеду енергије у њима, односно резултат једног **системског прилаза** повећању енергетске ефикасности.

Системски прилаз повећању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском треба да допринесе снижавању трошкова и повећању укупне енергетске ефикасности производних система.

Од великог је значаја увођење системског прилаза повећању енергетске ефикасности који се састоји из осам корака који су приказани на слици 3.6 [16, 42, 43, 44, 45].

Системски прилаз повећању енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском започиње са **детаљним прегледом и анализом система** за производњу, припрему, складиштење и дистрибуцију ваздуха под притиском са једне стране и анализе крајњих потрошача са друге стране. Због повећања енергетске ефикасности мора се урадити следеће: анализирати системске карактеристике, анализирати карактеристике производње и анализирати карактеристике потрошње.

Након прегледа и анализе слиједи дефинисање политике система ваздуха под притиском, односно **успостављање норми** по којима се одређују карактеристике потрошње и услови примјене ваздуха под притиском за све апликације у посматраном систему.

Следећи корак је **минимизација губитака**. Овај корак је важан јер у неким

системима се имају губици ваздуха под притиском од 50%. Минимизацијом губитака се директно утиче на повећање енергетске ефикасности.

Усклађивање потражње и производње је корак гдје се одређују стварне потребе за ваздухом под притиском, а да се не угрози сам процес рада система ваздуха под притиском.

Следећи корак је идентификација ситуације у којима се јавља **вршно оптерећење** са становишта потрошње компримованог ваздуха, који је неопходан за димензионисање резервоара за складиштење ваздуха под притиском.

Аутоматизација и интеграција опреме је корак у којем је потребно извршити рачунарску интеграцију и аутоматизацију свих елемената система, који ће омогућити управљање, надзор и правилно одржавање система ваздуха под притиском.

Одржавање опреме има велики утицај на енергетску ефикасност. Неадекватно одржавање може проузроковати додатне трошкове енергије, слабљењем перформанси система, скраћивањем радног вијека компоненти као и многе друге непредвиђене ситуације које утичу на рад система ваздуха под притиском.

Праћење перформанси је последњи корак у успостављању енергетске ефикасности система ваздуха под притиском. Овим кораком се добро избалансиран и ефикасан систем надгледа како би остао у оквиру предвиђених карактеристика.

У наставку ће бити приказани редом сви кораци о предложеном системском прилазу, али због ограничености простора више о системском прилазу повећању енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском може се наћи у [12, 13, 36, 43, 45, 64, 77, 78, 80].

3.4.1 ПРЕГЛЕД – ОДИТ И АНАЛИЗА СИСТЕМА

Прије него што се приступи било каквим побољшањима у систему ваздуха под притиском потребно је обавити детаљну инспекцију – одит и анализу система за производњу, складиштење и дистрибуцију ваздуха под притиском са једне стране и анализом потрошача са друге стране.

Термин одит води поријекло од енглеске ријечи AUDIT /'ɔ:dit/, који има значење **преглед-инспекција-ревизија** и као такав се усталио у системима ваздуха под притиском.

Одит представља процјену стања неког система, процеса, пројекта или производа. Циљ одита је добијање стручног мишљења о реалном стању система.

Приликом обављања одита одговорне особе из предузећа у коме се врши одит дужне су да ставе на располагање све потребне подлоге и да пруже све информације неопходне за обављање одита и израду извештаја [31]. На основу одита се у системском прилазу повећања енергетске ефикасности система ваздуха под притиском констатује стање и утврде методе којима се могу смањити трошкови енергије. Преглед система ваздуха под притиском треба започети на страни потрошње ваздуха под притиском. Први корак је да се уоче и дефинишу функције свих компоненти у подсистему за потрошњу ваздуха под притиском. Након тога, за сваког крајњег потрошача треба испитати оправданост примјене, потребан проток, потребан притисак и евентуалну алтернативну методу како би се постигли исти резултати са мање утрошене енергије. Следећи корак је дефинисање одговарајуће управљачке стратегије како би се ускладила производња са стварним потребама за ваздухом под притиском. Спровођење свеобухватног прегледа система за производњу, припрему и дистрибуцију ваздуха под притиском се обавља у циљу да би се установиле перформансе система и услови под којима систем ради, а нарочиту пажњу треба обратити на:

- начин употребе ваздуха под притиском на мјесту потрошње,
- цјевоводе и дистрибутивну мрежу,
- компресоре и
- начин управљања и подешене вриједности.

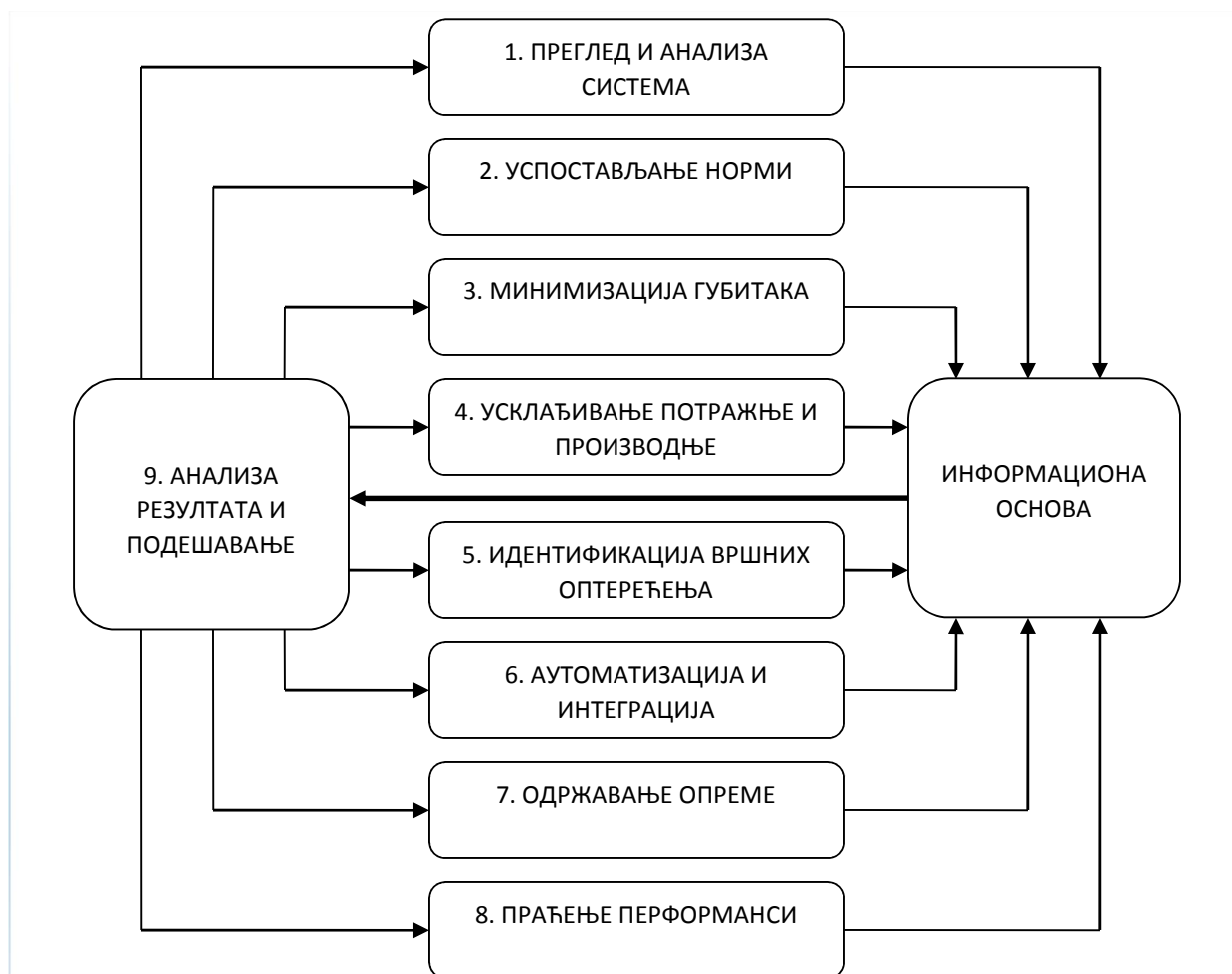
Независни тим консултаната (одитора) за ваздух под притиском треба да испита систем и састави листу свих неправилности у систему који представљају потенцијалне узрочнике проблема, гдје ће они предложити могуће мјере за повећање енергетске ефикасности. Након обављеног одита се [15]:

- одређују укупни годишњи трошкови и
- установљава полазно стање као основа за поређење са реализованим побољшањима.

Ако је перманентно читавање перформанси система већ реализовано, могуће је направити профил потрошње и анализом понашања тих перформанси доћи до

идентификације области где је могуће смањити или у потпуности елиминисати губитке. Ако се мјерења не врше, потребно је направити процјену потрошње енергије за сваки компресор на основу величине мотора, просјечне искоришћености и броја сати рада.

Произвођачи компресора или стручни консултанци могу асистирати у прибављању прецизнијих података о трошковима и профилу потрошње. Чест и добар начин је да се инсталира уређај за прикупљање података (*data logging system*) који ће снимати рад система у периоду од најмање 7 дана, а препоручљиво је да то буде 10 дана.



Слика 3.6 Структура системског прилаза повећању енергетске ефикасности аутоматизованих система ваздуха под притиском [16, 42, 43, 44, 45]

Циљ је одређивање потрошње електричне енергије као и варијација у потрошњи ваздуха под притиском током типичне радне недеље. Тиме се добија:

- профил потрошње,
- вријеме рада компресора без оптерећења,
- максимуми потрошње (очекивани и неочекивани) и
- специфична потрошња енергије (нпр. потрошња KWh потребних за производњу једног литра у секунди ваздуха под притиском).

Обично се за реализацију ових мјерења примјењују мјерачи потрошње енергије, мјерачи протока, мјерачи притиска, регистратори времена укључивања/искључивања компресора и по потреби друга опрема.

Постоји неколико врста одита [107, 108]:

1. Одит I нивоа - брза евалуација
2. Одит II нивоа - анализа система ваздуха под притиском
3. Одит III нивоа – детаљан одит система ваздуха под притиском
4. Дјелимични одит

3.4.1.1 БРЗА ЕВАЛУАЦИЈА

Брза евалуација представља преглед система ваздуха под притиском у фабрици у којој се врши одит. Овај процес обично траје 1 до 2 дана и при томе се идентификују врсте крајњих потрошача, потребни притисци у систему и захтјевани ниво квалитета ваздуха. Врши се анализа дистрибутивне мреже и уочавају се проблеми везани за величину цјевовода, пад притиска, складиштење ваздуха, цурења у систему и одвођење кондензата. Затим се утврђује тип компресора, његово тренутно оптерећење као и могућност управљања капацитетом компресора. Потребно је нацртати једноставни блок дијаграм система, ако већ не постоји. Анализирају се постојеће процедуре одржавања и предлажу евентуалне измјене. Потребно је написати извјештај о тренутном стању и предложити мјере које је пожељно примјенити. Брза евалуација обухвата следеће активности:

- прикупљање основних података о компресорима, анализа типова компресора и погодности за управљање капацитетом,
- основна провјера квалитета ваздуха под притиском,
- не врши се мјерење протока,

- груба детекција цурења,
- провјера стања сушача, резервоара и филтера,
- цртање блок дијаграма система и
- подношење писаног извјештаја резултата и предлога.

3.4.1.2 АНАЛИЗА СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Анализа система ваздуха под притиском у фабрици детаљнија је него брза евалуација, те је самим тим потребно и дуже вријеме како би се спровела. Анализа система ваздуха под притиском подразумева боравак у фабрици од 2 до 3 дана. Осим идентификовања ставки и проблема који су поменути у брзој евалуацији, снимају се одређена мјеста како би се идентификовала динамика система. Нацрта се једноставан блок дијаграм. Установи се разлика између тренутног и потребног притиска у мрежи. Обједини се потрошња свих компресора, и направи приказ оптерећења сваког појединачно, укључујући потрошњу електричне енергије у KWh и проток у цјевоводу. Сви ови документи имају за циљ да се изврши анализа и омогући идентификација проблема те да се понуди неколико рјешења. Треба прегледати процедуре одржавања и обуке. На крају се подноси извјештај о закључцима са препорукама. Анализа система ваздуха под притиском обухвата:

- прикупљање података о компресорима, потрошња и оптерећење сваког компресора појединачно,
- мјерење протока,
- детекцију цурења ваздуха употребом ултразвучног детектора,
- као додатак идентификованим ставкама и проблемима у брзој евалуацији врше се читавања на одговарајућим мјестима да би се одредила динамика система,
- анализирање потребног радног притиска и тренутног радног притиска у систему,
- цртање блок дијаграма система,
- анализирање система дистрибуције за сваку појаву проблема у смислу величине цјевовода, пада притиска, складиштења, цурења и одвода,
- анализирање процедуре одржавања и обуке и
- подношење писаног извештаја о резултатима анализе са препорукама.

3.4.1.3 ДЕТАЉАН ОДИТ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Детаљан одит система ваздуха под притиском обухвата још дубљи и детаљнији преглед пнеуматског система. Подаци добијени из обављених читавања у систему подразумевају детаљнију процјену динамике система и резултујућих проблема, тако да одит траје од 3 до 10 дана. Читавања и опажања се врше у свакој смени уколико предузеће ради по смјенама. Интервјуишу се запослени, како радници у производњи тако и руководство. Утврђују се норме у односу на које ће се поредити резултати након извршених предложених промјена. Одит система ваздуха под притиском, уједно и највиши ниво анализе пнеуматских система, обухвата:

- прикупљање података о компресорима, произвођач, модел, капацитет, снага, оптерећење,
- мјерење протока,
- детекцију цурења ваздуха употребом ултразвучног детектора,
- биљежење вриједности протока, притиска и снаге кроз систем што се спроводи у дужем периоду због много дубље анализе динамике система и резултујућих проблема,
- анализирање процедуре одржавања и обуке,
- усклађивање производње и потрошње ваздуха под притиском, да би се добила оптимална ефикасност и уштеда енергије као и поузданост,
- дефинисање полазних вриједности према којима се пореде резултати предложених промјена и
- подношење опширног извјештаја о свим резултатима и препорукама.

Да би се постигли резултати, одит мора узети у обзир све аспекте употребе ваздуха под притиском укључујући компресорску станицу, цјевовод и резервоаре, као и потребну количину ваздуха и све потрошаче у систему. Квалитет и корист од одита је директно повезана са очекиваним побољшањем и накнадним трошковима.

Комплетан одит садржи следеће процесе у потпуној анализи система ваздуха под притиском:

- дијаграм погона са уцртаним током процеса и предложеним модификацијама на њему,
- анализу производних апликација са акцентом на побољшање рада и квалитета,

- снимак притисака кроз читав систем са анализом пада притисака, флукуацијом и корективним мјерењима посебно на технолошким системима,
- снимак стања и провјера трошкова енергије са анализом рада компресора,
- детаљни акциони план са трошковима, како краткорочних, тако и дугорочних рјешења у систему, укључујући и планирана проширења система и
- прорачун повраћаја уложених средстава.

Сваки корисник треба да буде свјестан да је приједлог поруџбине новог и ефикаснијег компресора веома поједностављен прилаз и фокусиран је на само један мали дио. Често се превиди најважнији дио система ваздуха под притиском, а то су крајњи потрошачи и дистрибутивна мрежа. Према [109], 65-75 % потенцијалне уштеде у већини типичних система ваздуха под притиском крије се на страни потрошача ваздуха. Често се предузећа одлучују за примјену *дјелимичног одита* којим се анализирају само поједини сегменти система. Дјелимични одит цурења ваздуха обавља се примјеном ултразвучне технологије односно ултразвучног детектора. Док је један задатак пронаћи и обиљежити мјеста цурења, потпуно други задатак је одредити количину изгубљеног ваздуха и трошкове који су проузроковани цурењима. Санација је у надлежности предузећа и захтјева додатне трошкове [107].

Одит производње ваздуха под притиском уобичајено укључује провјеру притиска у систему и снагу компресора, што се приказује у кратком извештају, али се не посвећује пажња технолошким системима у погону и њиховим могућностима. Овај тип одита обично прати редован сервис који обавља дистрибутер или произвођач. Рјешења су везана искључиво за подсистем производње ваздуха под притиском. Овакав преглед може да повећа енергетску ефикасност, а уштеда може бити постигнута уз релативно ниска капитална улагања. При томе се може побољшати продуктивност и квалитет ако се примјени комплетан одит.

3.4.2 УСПОСТАВЉАЊЕ НОРМИ У СИСТЕМУ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Потребно је поставити принципе рада система ваздуха под притиском који су заједнички, договорени при успостављању норми у погледу квалитета ваздуха под притиском, потребног нивоа притиска и потребног протока. Тиме се постављају основе за

ефикасан рад система, што води ка смањењу потрошње електричне енергије. Поред тога, овим приступом се повећава поузданост рада система и задовољавају све законске обавезе.

Тако формулисани принципи рада и успостављених норми чине свеобухватну политику система ваздуха под притиском којом би се требало:

- додјелити одговорност једном менаџеру како би се обезбједила свеукупна координација менаџмента система ваздуха под притиском,
- поставити циљеве узимајући у обзир:
 - улогу и одговорност сваког одјељења,
 - подизање свијести свих оних који користе ваздух под притиском,
 - установљавање цијене ваздуха под притиском,
 - могућност смањивања оних губитака који су изводљиви,
 - имплементирање програма одржавања,
 - дефинисање процедура за сервисирање и инсталацију које ће спроводити добро обучен персонал и
 - дефинисање политике набавке опреме.

Овако дефинисан системски прилаз менаџменту система ваздуха под притиском у себи садржи исте принципе као и општи менаџмент енергијом тако да је он од суштинског значаја за постизање максималне редукације потрошње енергије цијелог система. Смањење потрошње електричне енергије и до 30% је чест случај и лако доступно као циљ када се почне рационално користити и управљати системима ваздух под притиском.

3.4.3 МИНИМИЗАЦИЈА ГУБИТАКА

Минимализација губитака најчешће обухвата следеће активности:

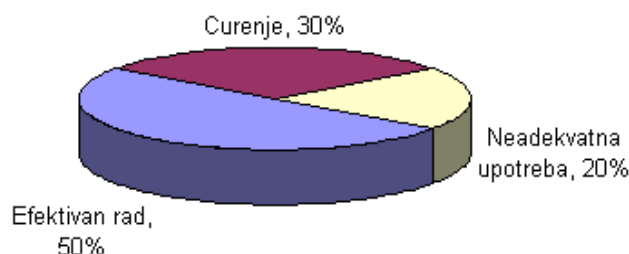
- смањење цурења,
- снижење радних притисака и
- отклањање неодговарајућих примјена ваздуха под притиском.

Поред набројаних, постоје и други начини за смањење губитака као што су коришћење енергетски ефикаснијих компоненти и опреме, оптимизација рада компоненти, и многи други методи који се овде због ограничености простора неће излагати.

3.4.3.1 СМАЊЕЊЕ ЦУРЕЊА

Студије указују на то да се 30% до 35% произведеног ваздуха под притиском, у просјеку изгуби на цурење, како је приказано на слици 3.7. Цурење ваздуха под притиском доводи до додатних трошкова на различите начине.

Варирање у притиску може довести до неефикасног рада пнеуматских алата и потенцијално до застоја у производном процесу. Може доћи до скраћења животног вијека опреме (чиме се повећавају инвестициони трошкови) и учесталијих поступака одржавања.



Слика 3.7 Потрошња произведеног ваздуха под притиском

Мјеста цурења могу бити бројна:

- код мануелних одвајача кондензата (када се дренажни одводи оставе отворени),
- на цријевима и њиховим спојевима,
- на цијевима и њиховим спојевима,
- на регулаторима притиска, итд.

Чак и најмањи, непримјетни, отвори могу да изазову значајне дугорочне трошкове. У табели 3.1 су приказани трошкови при различитим величинама отвора и притиску од 6 бар – а.

Идентификовањем цурења и отклањањем мјеста цурења може се не само смањити потребна електрична енергија за покретање компресора, него се може уштедјети новац приликом избора одговарајућег типа компресора [11].

Активност коју фабрика самостално може предузети је програм краткорочних инспекција. Сваки сектор фабрике потребно је прегледати једном у четири месеца, како би се идентификовала и поправила сва могућа цурења. Инспекцију је могуће спровести ослушкивањем пнеуматских инсталација и компоненти или примјеном ултразвучног детектора цурења, за време и након производње. Извештај треба да садржи све налазе, корективне мјере и коначне резултате. Програм смањења цурења мора бити употпуњен напреднијим управљањем радом компресора, у смислу да је могуће искључење дијела мреже или појединих великих потрошача када се смање захтјеви за ваздухом под притиском.

Табела 3.1 Утицај величине рупе на годишње трошкове цурења

Пречник отвора	Губици на притиску од 6 бара		Губици енергије	Годишњи трошкови
	l/min	m ³ /h		
mm			kW	€
1	80	4,8	0,4	320
3	670	40	4	3200
5	1857	111	10	8000
10	7850	471	43	34400

3.4.3.2 СНИЖАВАЊЕ РАДНОГ ПРИТИСКА

Виши притисци повећавају цурење, а самим тим и трошкове. Обично се подиже ниво радног притиска у покушају да се надокнади пад капацитета. Ефекат који се овдје јавља је сасвим супротан жељеном. Услед вишег притиска, већа су и цурења, а нерегуларни потрошачи троше више ваздуха, а тиме и више енергије. На сваки 1 *бар* повишења притиска долази до повећања трошкова електричне енергије потребне за компресију ваздуха од приближно 5%.

Уколико се дозволи потрошачима да самостално утврђују количину својих потреба за ваздухом под притиском, тај систем никад неће радити ефикасно, јер ће се сви водити тиме да могу да добију притисак у вриједности коју пожелеле и кад год пожелеле. Фабрике морају да се фокусирају на снабдјевање ваздуха под притиском у дефинисаним вриједностима. Већи проток ваздуха и виши притисак представљају веће трошкове. Карактеристична ситуација у којој је могуће отклонити овај проблем је када постоји један или мали број потрошача којима је потребан виши притисак. Тада се предлаже да се постави секундарна, мања, мрежа високог притиска или одговарајући појачивач (*pneumatic booster*), уместо да читав систем ваздуха под притиском фабрике ради на вишем притиску.

3.4.3.3 НЕОДГОВАРАЈУЋЕ ПРИМЈЕНЕ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Ваздух под притиском се у великој мјери погрешно употребљава у апликацијама које нису енергетски ефикасне, а за које постоје боља рјешења или се не примјењује на одговарајући начин тамо где је оправдана његова примјена. У табели 3.2 су дати примјери неодговарајуће примјене ваздуха под притиском и алтернативна решења које треба примјенити уместо ваздуха под притиском.

Табела 3.2 Неодговарајуће примјене ваздуха под притиском и алтернативна решења

Неодговарајућа примјена ваздуха под притиском	Алтернативно рјешење
Хлађење, аспирација, агитација, мјешање, раздување паковања.	Дуваљке (намјенски компресори који производе ваздух ниског притиска у великим количинама).
Прављење вакуума помоћу Вентури цијеви.	Вакуум пумпа или примјена вентуријевог метода са одговарајућим, енергетски ефикасним, управљањем.
Чишћење дијелова и одстрањивање отпадака обраде.	Четке, дуваљке, вакум систем.
Склањање дијелова са покретне траке помоћу млазнице.	Дуваљка, електрични актуатор или пнеуматски цилиндар.
Пнеуматски алати.	Електрични алати су енергетски ефикаснији мада имају мању могућност управљања обртним моментом, краћи радни вијек и нису инхерентно сигурни.

3.4.4 УСКЛАЂИВАЊЕ ПОТРАЖЊЕ СА КАПАЦИТЕТОМ ЗА ПРОИЗВОДЊУ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

У овом кораку поступка оптимизације, циљ је да се одреде суштинске, стварне потребе за ваздухом под притиском, а да се при том не угрози процес производње, односно да се обезбједи редовно снабдјевање довољним количинама ваздуха под притиском.

Прорачунавање потребног капацитета увијек доводи до дилеме. Према досадашњим искуственим препорукама капацитет компресора се бира тако да задовољи вршну потрошњу и та вриједност се повећава за додатних 20 до 25% како би се задовољиле будуће потребе. Међутим, компресори који раде са дјелимичним оптерећењем не раде у ефикасном режиму односно троше више енергије по произведеној јединици капацитета него да раде под оптималним оптерећењем. Наиме, добра расподјела капацитета за производњу је та, да постоји основни компресор који задовољава основно оптерећење и који увијек ради са оптималним капацитетом и један компресор са којим ће се вршити усклађивање тренутних потреба. У том случају, овај компресор се назива трим компресор и ради у промјенљивом режиму. Да би се то могло примјенити потребно је добро анализирати профил потрошње и установити колико је основно оптерећење и колики треба да буде капацитет основног компресора а колики трим компресора.

3.4.5 ИДЕНТИФИКАЦИЈА ВРШНИХ ОПТЕРЕЋЕЊА СИСТЕМА

Из профила оптерећења могуће је идентификовати ситуације у којима се јавља вршно оптерећење. Ова информација омогућава коректно димензионисање система за дистрибуцију ваздуха под притиском и помаже у одређивању капацитета резервоара потребног како би се ове ситуације рјешавале са минималним утрошком енергије.

У менаџменту пнеуматских система улога резервоара се често потцјењује. Вршну потрошњу треба ускладити са капацитетом резервоара и са брзином пуњења резервоара коју одређује трим компресор. Добро димензионисање резервоара као и њихово постављање на одговарајуће локације може у доброј мјери да спријечи падове притиска веће него што су дозвољени и да смањи учестаност укључивања/искључивања компресора.

Треба размотрити могућност да се критичне апликације снабдију са посебним резервоаром који ће са једне стране омогућити тој апликацији довољну количину ваздуха под притиском, а са друге стране заштитити остале компоненте у систему од већег пада притиска.

3.4.6 АУТОМАТИЗАЦИЈА И ИНТЕГРАЦИЈА ОПРЕМЕ

Развој пнеуматских система иде у правцу рачунарске интеграције и аутоматизације свих елемената система. Рачунарска интеграција у дијелу за дистрибуцију ваздуха под притиском повезана је да активно прати стања притиска у систему, протока и захтјева за ваздухом под притиском. Интегрисан систем управљања може смањити трошкове функционисања и одржавања, слањем аларма запосленима када је потребно замијенити филтере, када нешто није у реду са притиском, протоком, итд.

Постоје аутоматизовани системи за управљањем системима ваздуха под притиском који генеришу извештаје са којима се омогућава предвиђање коришћења и трендови примјене ваздуха под притиском у појединим одјељењима, што ће постати уобичајено у блиској будућност.

Логичан развој у области аутоматизације система ваздуха под притиском треба да омогући управљање, надзор и правилно одржавање система. То подразумјева да у систем ваздуха под притиском је потребна уградња прецизних: сензора притиска, мјерача протока, мјерача влажности, термометара, итд. Уградњом поменутих елемената, омогућава се директно повезивање сензорно-надзорних функција са главним управљачким системом. Колики је значај аутоматизације и коју предност има у система ваздуха под притиском биће представљено кроз следећа два примјера:

- аутоматизације система за дистрибуцију ваздуха под притиском и
- даљинско читавање стања запрљаности филтера ваздуха под притиском,

које су резултат дугогодишњег рада на проблемима повећања енергетске ефикасности система ваздуха под притиском на Факултету техничких наука у Новом Саду.

3.4.6.1 АУТОМАТИЗАЦИЈА СИСТЕМА ЗА ДИСТРИБУЦИЈУ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Овај модел аутоматизације система ваздуха под притиском развијен је за потребе домаћег произвођача минералне воде [52]. Систем ваздуха под притиском у предметној фабрици састоји се из два дијела:

- систем ваздуха под високим притиском, намјењен за производњу ПЕТ амбалаже (систем високог притиска) и
- систем ваздуха под стандардним индустријским притиском, намјењен за све остале потребе.

Ови системи раде одвојено тј. имају засебно систем за производњу, припрему, дистрибуцију и потрошњу ваздуха под притиском.

Извршена је анализа постојећег система за стандардни и високи притисак, уочени су недостатци и формиран је приједлог рјешења реконструкције које треба примјенити у фабрици воде. На слици 3.8 представљен је приједлог рјешења за цијели систем ваздуха под притиском, који се састоји од производног дијела (компресорских станица за стандардни и високи индустријски притисак), дистрибутивног дијела (цијевоводи за стандардни и високи индустријски притисак) и крајњих потрошача (4 дувалке за ПЕТ амбалажу са високим притиском, као и радионица, погон за припрему воде, и 11 погона за пуњење воде са стандардним индустријским притиском).

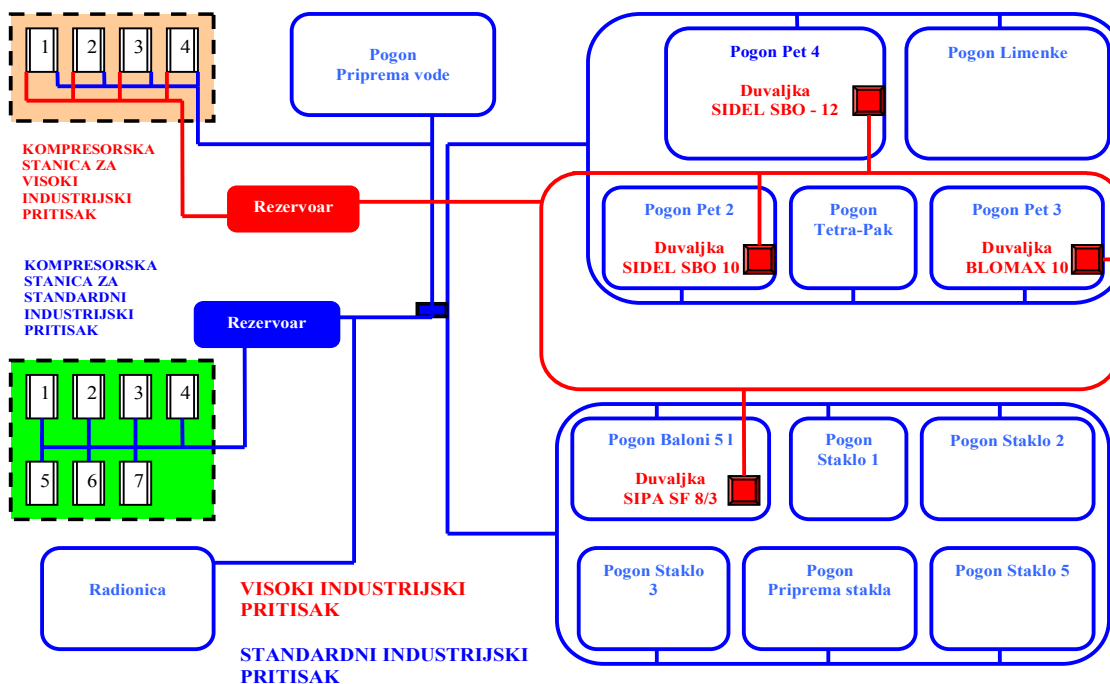
Стандардни индустријски притисак је представљен плавом, а високи индустријски притисак црвеном бојом.

У овој фабрици минералне воде предвиђена је прстенаста структура дистрибутивне мреже за оба дистрибутивна система.

При пројектовању новог система за стандардни индустријски притисак систем је подјељен у три нивоа [53, 54, 55].

ПРВОМ НИВОУ дистрибуције ваздуха под притиском припада главни вод који иде од резервоара до сушача заједно са граном која се одваја ка радионици. У радионици се ваздух под притиском користи за издувавање као и за пнеуматске увртаче (пиштоље), гдје је ради уштеде ваздух под притиском редукован на 2 бар-а. Шематски приказано мјесто

одвајања гране која иде ка радионици од главног вода и редом пнеуматски елементи: искључни вентил (лептир затварач), вентил за редукују притиска и протокомјер, приказано је на слици 3.9.



Слика 3.8 Предложена реконструкција система[52]

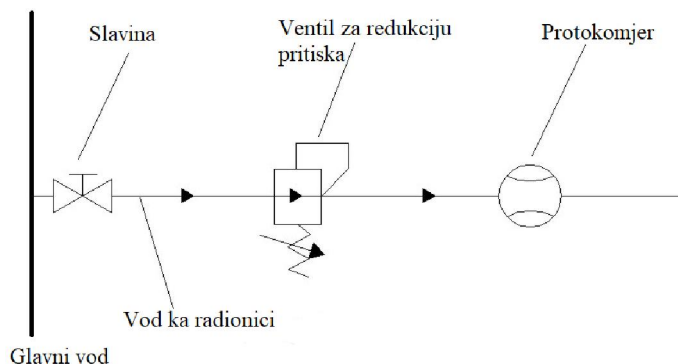
ДРУГОМ НИВОУ дистрибуције ваздуха под притиском припадају три главне гране од којих су двије прстенасте структуре. Циљ гранања главног вода је да се сви потрошачи ваздуха под притиском групишу у цјелине које ће бити лакше за надзор, управљање и одржавање. Послије сушача главни вод иде у раздјелник где се грана на три гране. Гране на овом нивоу дистрибуције ваздуха под притиском снабдијевају ваздухом велики прстен за стакло, велики прстен за пет, и грану која се рачва за снабдијевање станице високог притиска и погона за производњу воде.

Са великог прстена за стакло врши се напајање ваздухом под притиском 6 малих прстенова (Погон балони 5 л, Погон припреме стакла, Погон стакло 5, Погон стакло 3, Погон стакло 1, Погон стакло 2), што је приказано на слици 3.8.

Са великог прстена за пет врши се напајање 5 погона који су и сами прстенасте

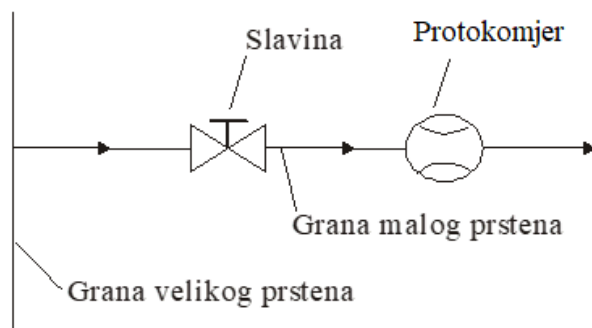
структуре (Пет 2, Пет 3, Пет 4, Погон лименке и Погон тетра пак).

Грана за погон воде и компресорску станицу високог притиска представља линијску (отворену) структуру у мрежи ваздуха под притиском због релативно малих захтјева за ваздухом под притиском. Са главне гране се напајају два погона прстенасте структуре приказана на слици 3.8, станица високог притиска (није стални потрошач) и погон за припрему воде.



Слика 3.9 Мјесто одвајања са главног вода [52]

ТРЕЋЕМ НИВОУ дистрибуције ваздуха под притиском припада тринаест малих прстенова. Сваки од малих прстенова снабђева ваздухом под притиском по један производни погон. Мали прстенови се напајају са великог прстена или гране (Другог ниво дистрибуције ваздуха под притиском). На слици 3.10 приказана је шема начина прикључења сваког малог прстена на главну грану који садржи искључни вентил и протокомјер.



Слика 3.10 Мјесто прикључка малог прстена на велики[52]

Систем ваздуха под високим притиском у фабрици воде састоји се од дијела за производњу и припрему ваздуха под притиском, система за дистрибуцију ваздуха под притиском и потрошача ваздуха под притиском. Потрошачи су машине које служе за дување пластичних боца (Пет амбалажа) и налазе се у производним погонима. Дистрибутивна мрежа је била линијског карактера тј. директно је одвођен ваздух са одговарајућег компресора на припадајућу дувалку (овај тип дистрибутивне мреже је не поуздан, јер у случају квара компресора цијела линија остаје без снабдевања ваздухом, а има се и већи пад притиска). У овој фабрици воде предложена је реконструкција дистрибутивне мреже тако што ће се формирати прстенасата мрежна структура која ће снабдевати све дувалке, а чији капацитети задовољавају рад истих. Радни притисак на дувалкама је 36 *бар*-а, а на компресорској станици би требао да буде 39 – 40 *бар*-а због пада притиска у дистрибутивној мрежи и осталим елементима система за ваздух под притиском. Прстенасти цјевовод омогућава довод ваздуха под притиском до потрошача са обје стране, тако да се на тај начин елиминише утицај потрошње једног потрошача на друге. Ова структура је погодна како у инжењерским тако и у менаџерским аспектима. Са инжењерске стране неопходно је познавање цјелокупног процеса који троши ваздух под притиском, што подразумева познавање потрошње свих потрошача, радни притисак свих потрошача и неопходни квалитет ваздуха под притиском. Такође је потребно познавати технолошки процес системима, како би се извршио оптималан просторни распоред подпрстенова цјевовода ваздуха под притиском у односу на распоред технолошких система. Са главног прстена могуће је вршити надзор и управљање количином потрошеног ваздуха под притиском на свим припадајућим подпрстеновима. То је омогућено са протокомјером, даљински управљаним искључним вентилом (славином) и вентилом за редукацију притиска постављеним на месту одвајања подпрстена од главног прстена. Предност подпрстенова је у томе што је могуће искључити поједине линије са напајања ваздухом под притиском уколико дође до неке хаварије, одита дијела система или се јави потреба за одржавањем.

Поред предложеног рјешења које обухвата реконструкцију система за дистрибуцију и производњу ваздуха под притиском, неопходно је увести рачунарско управљања како би се у цјелости могао спровести системски приступ за спровођење енергетске ефикасности, а то је примјена модела аутоматизације у фабрици воде. Развијена је SCADA апликација у софтверу VipWin 5.50. PLC прима команде од SCADA управљачке структуре и преноси их

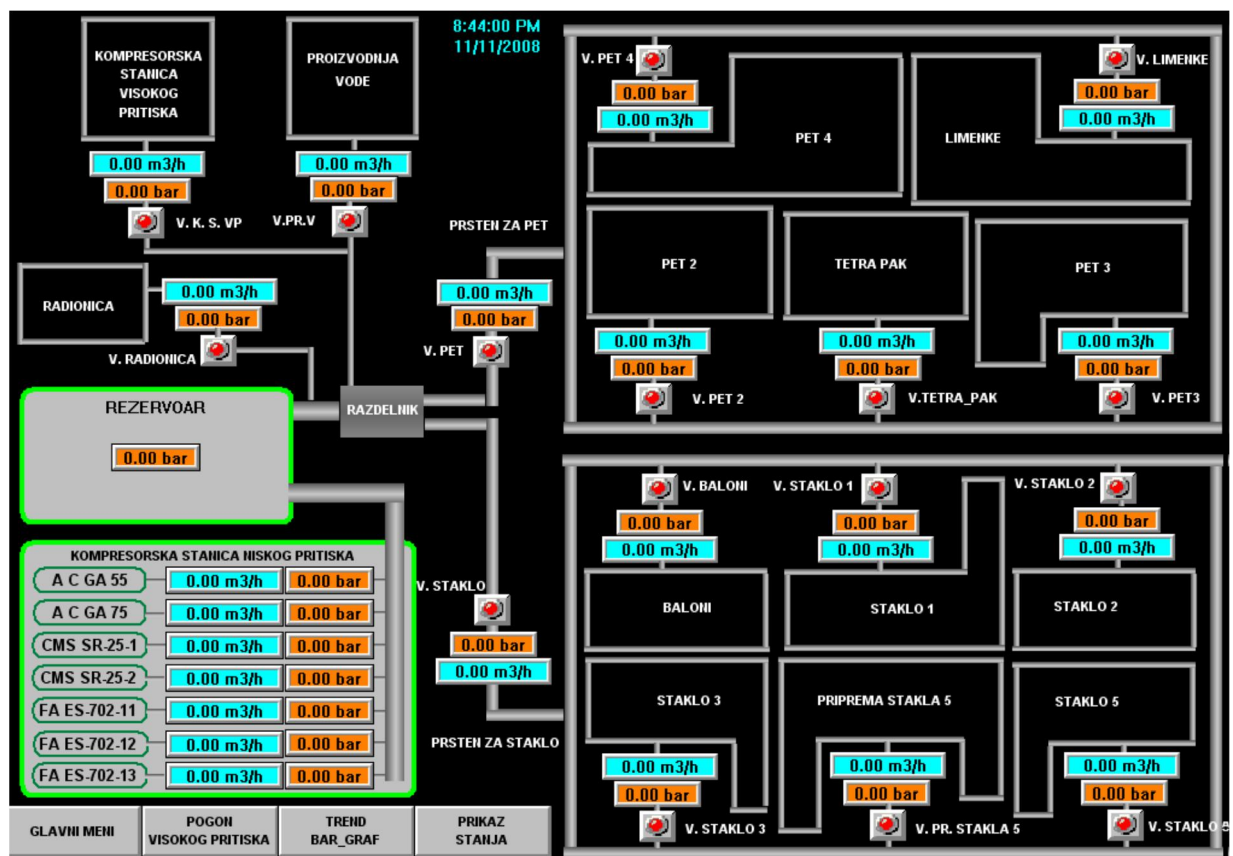
преко локалне управљачке структуре до најнижих елемената (сензори, актуатори, извршни органи). SCADA апликација је креирана да даје визуелни приказ свих надзираних производних процеса, као и приказ цијелог производног система и уређаја који се у њима користе и који су повезани на PLC, са њиховим тренутним стањем, тако да је могуће вршити њихов надзор и управљање. Поред тога, у оквиру SCADA апликације креиране су и листе догађаја, у којима се биљежи промјена стања одређених промјенљивих, било да су то улазне, излазне или флег ријечи, односно листа аларма у којој се биљежи настанак претходно дефинисаних алармних стања. Управљачки и мјерни уређаји који се налазе у процесу производње (вентили, протокомјери и манометри) су графички приказани на одговарајући начин у SCADA апликацији, а за њих су везане одговарајуће промјенљиве, уз приказ нумеричких вриједности притиска и протока, што представља најзначајније информације за доношење одлука о раду система. У оквиру SCADA апликације развијени су различити модули за визуелни и тонски приказ према потребама корисника:

- модул за приказ тренутног стања система за стандардни индустријски притисак,
- модул за приказ тренутног стања система за високи индустријски притисак,
- модул за приказ тренда, и
- модул за тренутни приказ протока ваздуха под притиском из читавог система.

Због ограничености простора биће само приказан модул за приказ тренутног стања система. Приказ тренутног стања система тј. одвијање производног процеса могуће је видјети у апликацији за приказ тренутног стања система (слика 3.11).

У тој апликацији могуће је управљати тренутним стањем у систему ваздуха под притиском, односно пратити вриједности на манометрима и протокомјерима као и манипулисати вентилима уколико је то неопходно са циљем ефикасног управљања ради повећања енергетске ефикасности.

На апликацији за тренутни приказ система видљива су оба нивоа дистрибуције ваздуха под притиском. У резервоару је могуће надзирати вриједност притиска помоћу манометра.



Слика 3.11 Модул за приказ тренутног стања система[52]

3.4.6.2 ДАЉИНСКО ОЧИТАВАЊЕ СТАЊА ЗАПРЉАНОСТИ ФИЛТЕРА ЗА ВАЗДУХ ПОД ПРИТИСКОМ

Други примјер аутоматизације система ваздуха под притиском односи се на примјену бежичне технологије за стално праћење стања филтерског улошка и његову правовремену замјену [56, 57, 58].

У системима ваздуха под притиском бежична технологија може бити од велике користи при праћењу квалитета ваздуха под притиском. Квалитет ваздуха под притиском зависи од стања у којем се налазе филтери у систему, јасно је да се нарочита пажња мора поклањати праћењу запрљаности филтерских елемената и временским интервалима њихове замјене. Бежична технологија у надзору квалитета ваздуха под притиском доприноси усклађивању планова замјене филтерских елемената и планова набавке тих елемената, како

би сви капацитети пнеуматског система били искоришћени на оптимални и најефективнији начин. Практична реализација примјене бежичне технологије за надзор стања филтерског улошка у пнеуматским системима је остварена патентом [57].

Систем који омогућава бежично читавање стања запрљаности филтера за ваздух под притиском се састоји из:

- базне јединице (слика 3.12),
- сензорских јединица (слика 3.12) и
- Visual Basic апликације.

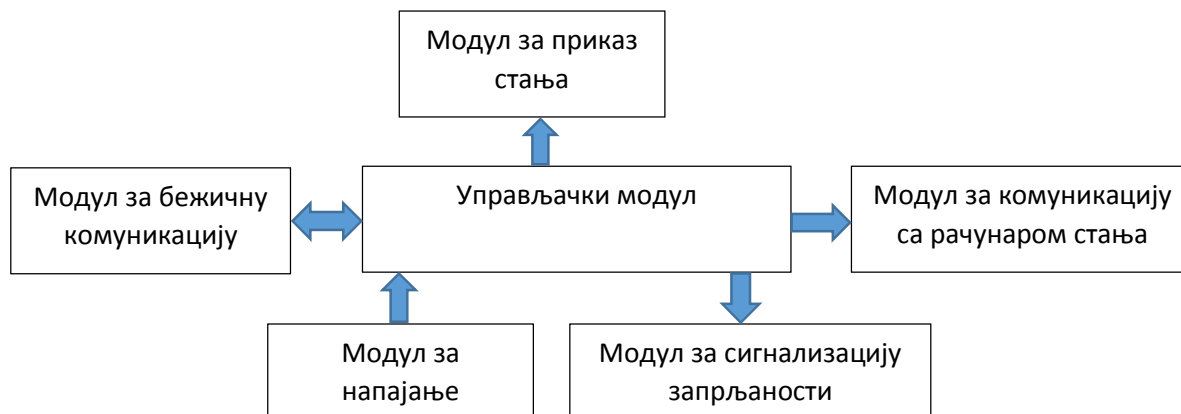
Базна јединица је преносиви уређај који омогућава кориснику да притиском на одговарајући тастер прочита стања запрљаности филтера, прикаже очитана стања на дисплеју или их прослиједи на рачунар. На слици 3.13 је дата блок шема базне јединице.

Ову јединицу чине следећи модули:

- модул за напајање,
- управљачки модул,
- модул за бежичну комуникацију,
- модул за приказ очитаних стања,
- модул за комуникацију са рачунаром и
- модул за сигнализацију запрљаности.



Слика 3.12 Базна и сензорска јединица



Слика 3.13 Блок шема базне јединице

Сензорска јединица треба да пошаље стање у којем се налази филтер када прими захтјев од базне јединице. На слици 3.14 је приказана блок шема сензорске јединице, која се састоји се из 4 модула, а то су:

- модул за напајање,
- управљачки модул,
- модул за бежичну комуникацију и
- модул за сигнализацију запрљаности филтера.

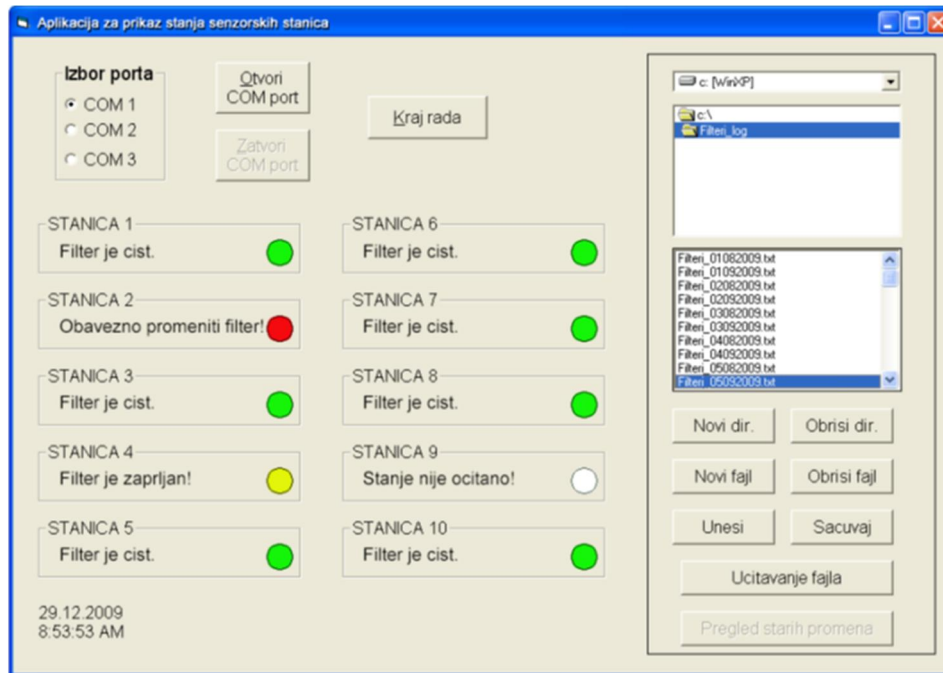


Слика 3.14 Блок шема сензорске јединице

За приказивање и чување стања филтера за базну станица урађена је апликација у програму *Visual Basic* која је веома једноставна за коришћење како би кориснику олакшала рад. Очитана стања филтера се налазе у меморији базне јединице па је потребно повезати ову јединицу са рачунаром. По пријему података аутоматски се приказују стања свих

станица (слика 3.15). За сваку станицу која је у домету, апликација приказује једно од три могућа стања:

- "Филтер је чист", (зелено),
- "Филтер је задрљан!", (жуто) и
- "Обавезно променити филтер!", (црвено).



Слика 3.15 Прозор са стањима филтера

Приликом пријема података, ако стање неке станице није прочитано, програм ће за ту станицу исписати поруку: "Стање није прочитано!". Примљени подаци, односно стања филтера за ваздух под притиском се могу сачувати и по потреби поново прегледати.

3.4.7 ОДРЖАВАЊЕ ОПРЕМЕ

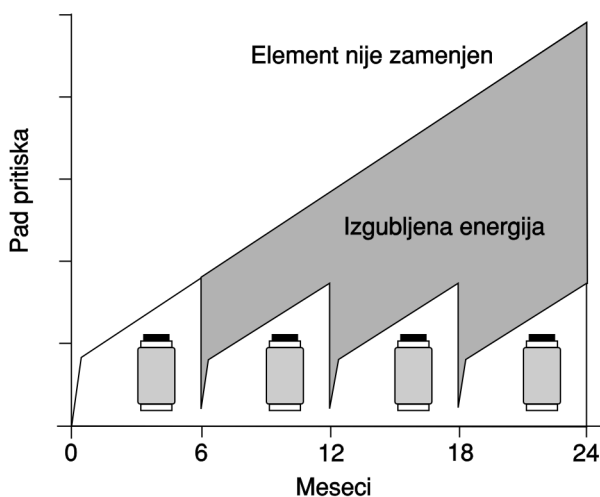
Процеси одржавања се не смију запоставити ни у једном дијелу производног и пословног система, а то се нарочито односи на систем за производњу, припрему и дистрибуцију ваздуха под притиском јер је то комплексан и скуп систем. Ако се овај систем лоше одржава то ће резултовати:

- додатним трошковима, првенствено у области енергије и
- слабљењем перформанси и скраћењем радног вијека компоненти.

У склопу система одржавања неопходно је успоставити добар распоред сервисирања опреме у коме се морају тачно специфицирати: активности, лица задужена да их спроводе, временски интервали и процедуре за спровођење планираних активности.

Нарочито је важно обратити пажњу на замјену филтерских уложака, прегледе ради откривања цурења и континуиран надзор притиска од уласка у компресор па све до мјеста потрошње.

Колики је значај редовне замјене филтерских уложака може се илустровати дијаграмом на слици 3.16. Ако се филтерски улошци не мијењају у предвиђеним интервалима пад притиска на њима се у току времена све више повећава што директно повећава утрошену електричну енергију.



Слика 3.16 Промјена пада притиска у зависности од замјене филтерских уложака

3.4.8 ПРАЋЕЊЕ ПЕРФОРМАНСИ

Праћењем перформанси се успостављени систем надгледа како би остао у оквиру предвиђених карактеристика. Било која промјена у апликацијама или у компонентама може да утиче на перформансе цијелог система. Промјене као што су: увођење нових

производних технологија, повећање обима производње, промјена плана производње и додавање нових мјеста употребе ваздуха под притиском, морају се пажљиво спровести из аспекта система за производњу, припрему и дистрибуцију ваздуха под притиском и да се установи њихов утицај на перформансе овог система. Често је потребно са наведеним промјенама и редизајнирати систем ваздуха под притиском. Поред овог регуларног праћења потребно је обавити детаљни преглед и провјеру (одит) система ако дође до већих промјена у производњи фабрике.

Будућност се не може предвидјети али увођењем довољног броја мјерних тачака на одговарајућим позицијама у систему и аутоматизацијом њиховог надгледања омогућава се да се потенцијални будући догађаји у значајној мјери предвиде прије него што ће се догодити.

Данас постоје аутоматизовани системи за менаџмент система ваздуха под притиском (ASC, Plant Control, ASM) који генеришу извјештаје којима се омогућује предвиђање образаца коришћења као и трендова примјене ваздуха под притиском у појединим одјељењима, а то ће постати уобичајено у блиској будућности.

4. САКУПЉАЊЕ И УПОТРЕБА САКУПЉЕНОГ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Испуштање ваздуха у атмосферу након обављеног рада, представља стални губитак енергије који се не смањује примјеном конвенционалних мјера за повишење енергетске ефикасности. Сакупљање искоришћеног ваздуха је очување ексергије коју посједује прикупљени ваздух под притиском, а враћање ваздуха под притиском у систем је додатни начин повећања енергетске ефикасности. За сакупљање се користи пнеуматско управљачко коло са додатним резервоаром у који се сакупљени ваздух смјешта за даљну употребу. Тај поступак се назива рекулерација енергије ваздуха под притиском. Рекулерација потиче од латинске ријечи *recuperatio* и користи се у значењу "хватање и искоришћавање споредних производа производње, односно поновно добијање материја које се троше при разним технолошким процесима" (Вујаклија: Лексикон страних речи и израза). Да би се осигурало искоришћавање ваздуха из актуатора у систему ваздуха под притиском, неопходно је да се користи пнеуматско коло за контролу процеса прикупљања. Умјесто да се ваздух испушта у атмосферу, коло ће га прикупити у посебан резервоар како би се сачувала највећа могућа енергија. Ово ће се постићи без утицаја на функционирање основног система ваздуха под притиском. Пнеуматско коло треба бити једноставно за употребу и коришћење, а трошак његове инсталације треба да оправда уштеду енергије.

Ова технологија ће бити посебно корисна у малим системима ваздуха под притиском, у којима често постоји недостатак енергије ваздуха под притиском, а такођер може бити проширена за примјену у већим системима. При проширивању и модификацији постојећих система, могуће је смањити недостатак енергије ваздуха под притиском из главног снабдјевања, штедећи у постојећем систему тако што ће се искоришћени ваздух прикупљати прије него што се испушта у атмосферу.

Могућа су два начина рекулерације енергије ваздуха под притиском:

- враћање ваздуха под притиском у дио за потрошњу и

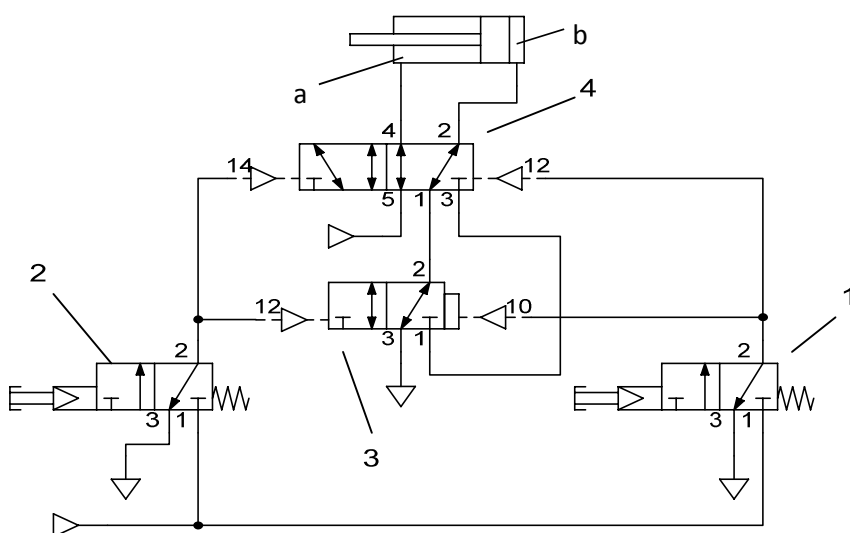
- враћање ваздуха под притиском у дио за производњу (на усисну грану компресора).

Прегледом литературе увидјело се да постоји више поступака за рекуперацију енергије ваздуха под притиском у дијелу за потрошњу.

Враћање ваздуха под притиском у пнеуматску инсталацију може се обавити и на самом мјесту потрошње у актуатору након што се обави рад. Један такав поступак, познат је у литератури као премошћавање комора цилиндра [61], приказан на слици 4.1.

Цилиндар са коморама (а) и (б) обавља свој радни ход са оптерећењем увлачењем клипњаче и то се остварује довођењем ваздуха под притиском у комору (а).

Радам цилиндра управљају разводник типа 5/2 означени ознаком (4) и разводници типа 3/2 означени са (1), (2) и (3).



Слика 4.1 Пнеуматска шема за премошћавање комора цилиндра колом за штедњу [61]

Смијером кретања управљају разводници (1) и (2). Командом на разводник (1), разводник (4) долази у стање као на слици 4.1, ваздух под притиском из извора се доводи у комору (а) и реализује се увлачење клипњаче.

За увлачење клипњаче користи се коло за штедњу које чине разводници (3) и (4) који спајају коморе цилиндра и остварују извлачење клипњаче без утрошка новог ваздуха за напајање.

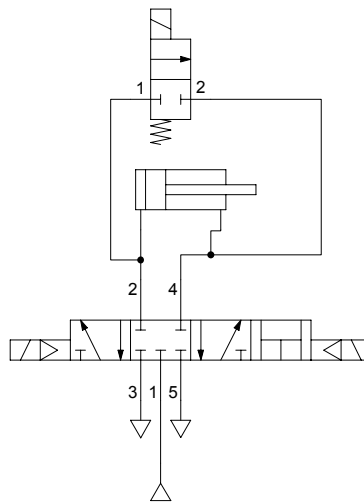
Ваздух под притиском који се налази у комори (а) на крају радног хода, води се у комору (b) умјесто да се испушта у атмосферу.

Довођењем команде на други разводник (2), мијења се његово стање, ваздух под притиском се доводи на прикључак (14) па се мијења и стање разводника (4) и спајају се отвори 4 и 1 разводника (4) као и отвори 2 и 1 разводника (3) и отвори 2 и 3 разводника (4). На тај начин се спаја комора (а) која је под притиском са комором (b), односно остварује се премошћење.

Притисак у комори (b) доводи до извлачења клипњаче цилиндра.

Енергија ваздуха у комори (а) се користи за извлачење клипњаче умјесто да се тај ваздух испусти у атмосферу, а извлачење обави потрошњом новог ваздуха из примарног извора.

У рјешењу [67] на слици 4.2, уштеда ваздуха под притиском, остварена је премошћавањем комора и код једног сложенијег пнеуматског сервосистема у коме сервоактуатор може управљати позицијом терета.



Слика 4.2 Премошћавање комора цилиндра помоћу 2/2 електромагнетног разводника [67]

Радам цилиндра управља пропорционални електромагнетни серворазводник 5/3. Могуће је реализовати кретање клипњаче у оба смијера, а постављањем давача положаја терет се може позиционирати.

Да би се остварила уштеда ваздуха под притиском укључен је додатни

електромагнетни разводник 2/2. Довођењем одговарајућег електричног сигнала, овај разводник може омогућити међукоморно струјање ваздуха под притиском између комора цилиндра (лијева и десна комора).

Цилиндар је повезан на прикључке 2 и 4 разводника. Ваздух из примарног извора, који је доведен на прикључак (1), разводи се и троши да би се остварило кретање клипњаче (увлачење или извлачење).

Када је разводник 2/2 искључен, његова комуникација 1-2 је блокирана. Укључењем електромагнета (десна страна) серворазводника, ваздух под притиском пуни десну комору цилиндра и реализује се увлачење клипњаче.

Када се електромагнет (десни) разводника искључи и укључи електромагнет разводника за премошћавање 2/2 комора са ваздухом под притиском (десна) се спаја са комором (лијево) цилиндра што доводи до извлачења клипњаче (и помјерање евентуалног терета у десно).

Захваљујући разлици у активним површинама клипа у коморама (десна) и (лијева) ова операција се може обављати и при кретању терета у оба смијера.

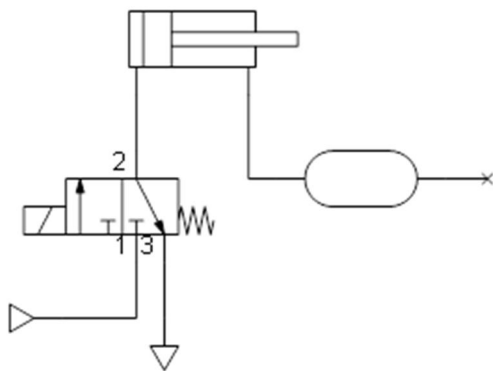
То значи да је могуће користити режим уштеде ваздуха под притиском и код сложених захтијева за позиционирање терета помоћу пнеуматских актуатора.

Други поступак за рекулпацију је да се ваздух под притиском из коморе која се празни сакупи у посебан резервоар и да се накнадно користи.

Најпростији начин коришћења сакупљеног ваздуха је познат као гасна опруга и може да се користи за покретање цилиндра који је неоптерећен у повратном ходу, слика 4.3. Клипњача се извлачи под дејством притиска из примарног извора, а увлачи се под дејством притиска у резервоару који дјелује као опруга. Код овог рјешења постоји утицај притиска у резервоару на кретање клипа у току извлачења и ово рјешење нема велику примјену, иако доводи до уштеде енергије.

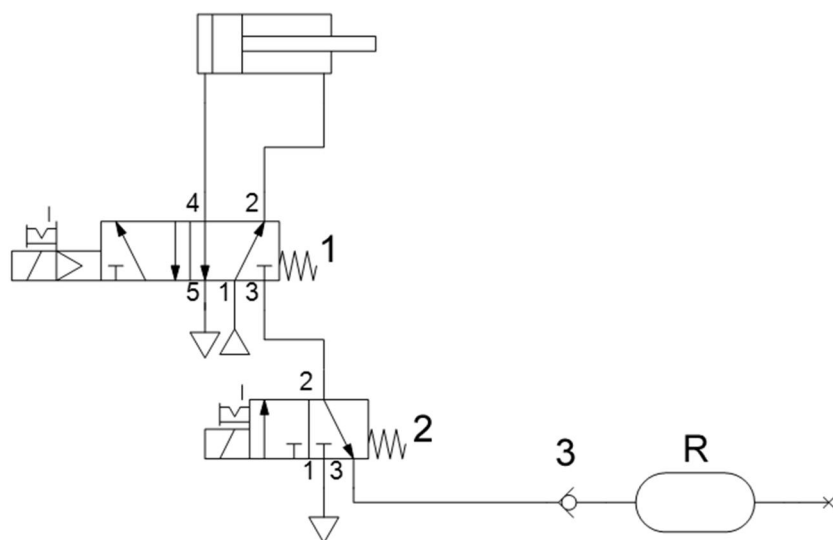
У раду [23] користи се коло са помоћним резервоаром у којем се сакупља ваздух под притиском након што се искористи у цилиндру, слика 4.4.

Сакупљени ваздух се може користити за покретање истог или неког другог актуатора у пнеуматском систему. У литератури су дата различита појединачна рјешења, али је то могуће у принципу, остварити на два начина.



Слика 4.3 Актуатор са гасном опругом

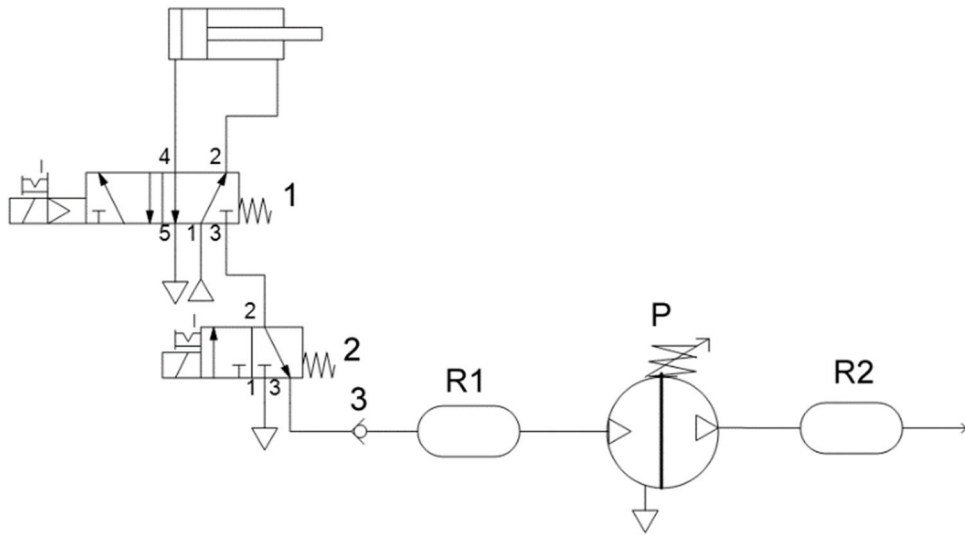
Први начин је приказан на слици 4.4. Поред додатног резервоара за сакупљање искоришћеног ваздуха под притиском, инсталисан је реверзибилни, електрично активни 3/2 разводни вентил (2), којим се ваздух усмјерава или у додатни резервоар (R), уколико се не нарушава рад цилиндра, или се испушта у атмосферу. Између додатног резервоара (R) и додатног разводног вентила (2), постављен је неповратни вентил (3), који омогућује проток ваздуха под притиском само у једном смјеру, односно ка резервоару (R).



Слика 4.4 Пнеуматска шема кола за сакупљање ваздуха под притиском [23]

Да би се одредио начин рада разводног вентила (2), неопходно је мјерити притисак у комори цилиндра која се празни и притисак у додатном резервоару. Измјерена вриједност притиска сакупљеног ваздуха у резервоару (R) не треба да прекорачи 52,8% измјерене

вриједности притиска коморе цилиндра (актуатора) која се празни, да не би дошло до појаве stick-slip ефекта при кретању клипа у цилиндру. Други начин је да се користи појачивач притиска и да се притисак сакупљеног ваздуха повећа на потребни ниво, слика 4.5. Поред елемента које садржи пнеуматско коло на слици 4.4, овдје се користи појачавач притиска (P), који повећава вриједност притиска сакупљеног ваздуха [24]. Ваздух који се сакупи у додатном резервоару (R1) се усмјерава на појачивач притиска, који притисак подиже до одређене вриједности и смјешта у други додатни резервоар (R2) вишег притиска, за даљу употребу у систему ваздуха под притиском. Недостатак овог кола је потреба за још једним резервоаром ваздуха под притиском као и појачивачем притиска. Предност овога рјешења је што се може добити потребна висина притиска и што се сакупљени ваздух може користити у било ком дијелу система.



Слика 4.5 Пнеуматска шема кола са појачивачем притиска [24]

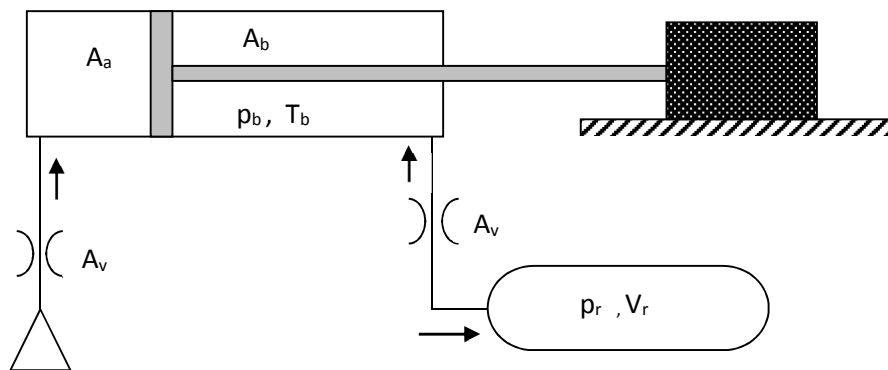
4.1 МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ И СИМУЛАЦИЈА СИСТЕМА ЗА САКУПЉАЊЕ ИСКОРИШЋЕНОГ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Математички модел система ваздуха под притиском за сакупљање искоришћеног ваздуха послужит ће за анализу рада пнеуматског кола и утицај прикупљеног ваздуха на динамичке карактеристике актуатора. У овој математичкој анализи користи се инерцијално оптерећење масе m које покреће актуатор. Додатни резервоар служи за сакупљање искоришћеног ваздуха из коморе актуатора, слика 4.6.

Математички модел треба да опише: масени проток, промјену притиска ваздуха у коморама актуатора, промјену притиска у помоћном резервоару и да дефинише једначину кретања клипа са оптерећењем.

Математички модел цилиндра је детаљно описан у радовима [6, 71]. У овој анализи узима се да је ваздух идеалан гас, да је процес изотермни ($pV=const$, $T=const$) и да су температура и притисак унутар коморе хомогени.

Проток ваздуха под притиском кроз отвор вентила A_v , из подручја вишег притиска p_g , у подручје нижег притиска p_d је пригушен или непригушен, зависно од односа ова два притиска.



Слика 4.6. Математички модел за сакупљање искоришћеног ваздуха под притиском у додатни резервоар

Критичан однос притисака који дијеле ова два режима струјања, дат је изразом:

$$C_r = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.1)$$

За ваздух је $k=1,4$ и тада је критичан однос притисака $C_r \approx 0,528$.

Према математичком моделу које је представљен у раду [72], масени проток кроз отвор ефективне површине истицања A_v дат је једначином:

$$\dot{m}(p_g, p_d) = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{RT} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} C_f p_g A_v,} & \frac{p_d}{p_g} \leq C_r \\ \sqrt{\frac{2k}{RT(k-1)}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_g} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \left(\frac{p_d}{p_g} \right)^{\frac{1}{k}} C_f p_g A_v, & \frac{p_d}{p_g} > C_r \end{cases} \quad (4.2)$$

Променљиве у једначини (4.2) имају следеће значење:

C_f – коефицијент истицања вентила,

p_g, p_d – виши и нижи притисак,

A_v – ефективна површина истицања кроз отвор вентила,

C_r – критичан однос притисака који дијели режим протока вентила,

k – однос специфичне топлоте при константном притиску и специфичне топлоте при константној запремини.

У случају када је однос нижег и вишег притиска мањи или једнак критичном односу притисака C_r , брзина истицања ваздуха кроз отвор A_v је једнака брзини звука и не зависи од нижег притиска. Код овога случаја масени проток зависи од вишег притиска p_g , коефицијента истицања вентила C_f , површине отвора вентила A_v и температуре ваздуха на вишем притиску.

Међутим ако је овај однос већи него критични однос, брзина ваздуха је подзвучна и масени проток зависи од односа нижег притиска p_d и вишег p_g .

За одређивање притиска у коморама **a** и **b** цилиндра полази се од једначине стања за идеалан гас:

$$pV = mRT \quad (4.3)$$

гдје је R универзална гасна константа, T је апсолутна температура, m је маса гаса, V је запремина коморе, а p је апсолутни притисак. Рјешавањем (4.3) по притиску добија се:

$$p = \frac{mRT}{V} \quad (4.4)$$

Ако је процес изотермни ($pV=const$, $T=const$), диференцирањем лијеве и десне стране једначине (4.3) добија се:

$$\dot{p} = RT \frac{\dot{m}}{V} - p \frac{\dot{V}}{V} \quad (4.5)$$

Из једначина (4.5) се види да промјена притиска у комори цилиндра зависи од масеног протока и промјене запремине коморе. Интеграљењем једначине (4.5) добијају се притисци p_a и p_b у коморама **a** и **b**, који се користе за израчунавање помјерања клипа.

Једначином равнотеже сила на клипу цилиндра дефинисано је кретање масе:

$$M \ddot{x} + B\dot{x} = p_a A_a - p_b A_b \quad (4.6)$$

гдје је:

M – маса покретних дијелова (клип, клипљача, инерцијално оптерећење),

B – коефицијент вискозног трења,

p_a – притисак ваздуха у комори a ,

A_a – површина клипа у комори a ,

p_b – притисак у комори b ,

A_b – површина клипа у комори b .

Када се диференцира по времену лијева и десна стране једначине (4.6) добија се

$$M \ddot{\dot{x}} + B\dot{\dot{x}} = \dot{p}_a A_a - \dot{p}_b A_b \quad (4.7)$$

Из (4.7) рјешење по $\ddot{\dot{x}}$ даје:

$$\ddot{x} = \frac{A_a}{M} \dot{p}_a - \frac{A_b}{M} \dot{p}_b - \frac{B}{M} \ddot{x} \quad (4.8)$$

Овдје се изводи притисака \dot{p}_a и \dot{p}_b рачунају коришћењем једначине (4.5).

Значење вишег и нижег притисака се мијења зависно од тога да ли се комора пуни или празни. Када се комора цилиндра пуни виши (горњи) притисак је радни притисак напајања система и у том случају нижи (доњи) притисак је притисак у комори. За комору која се празни горњи притисак је притисак у комори, а доњи притиска је у простору у којем се ваздух празни. Када нема сакупљања ваздуха то је атмосферски притисак, а када се ваздух сакупља то је притисак у помоћном резервоару.

Притисак у помоћном резервоару који је означен са p_r је узет као доњи притисак у процесу пуњења резервоара искоришћеним ваздухом. Рачунање притиска у помоћном резервоару користи се једначина (4.5) која поприма облик:

$$\dot{p}_r = RT \frac{\dot{m}_r}{V_r} \quad (4.9)$$

овдје је V_r константна запремине помоћног резервоара, а \dot{m}_r масени проток ваздуха у резервоар.

Знак за масени проток \dot{m}_r је позитиван када се комора пуни, а негативан када се комора празни.

За масени проток \dot{m}_r у помоћном резервоару важи:

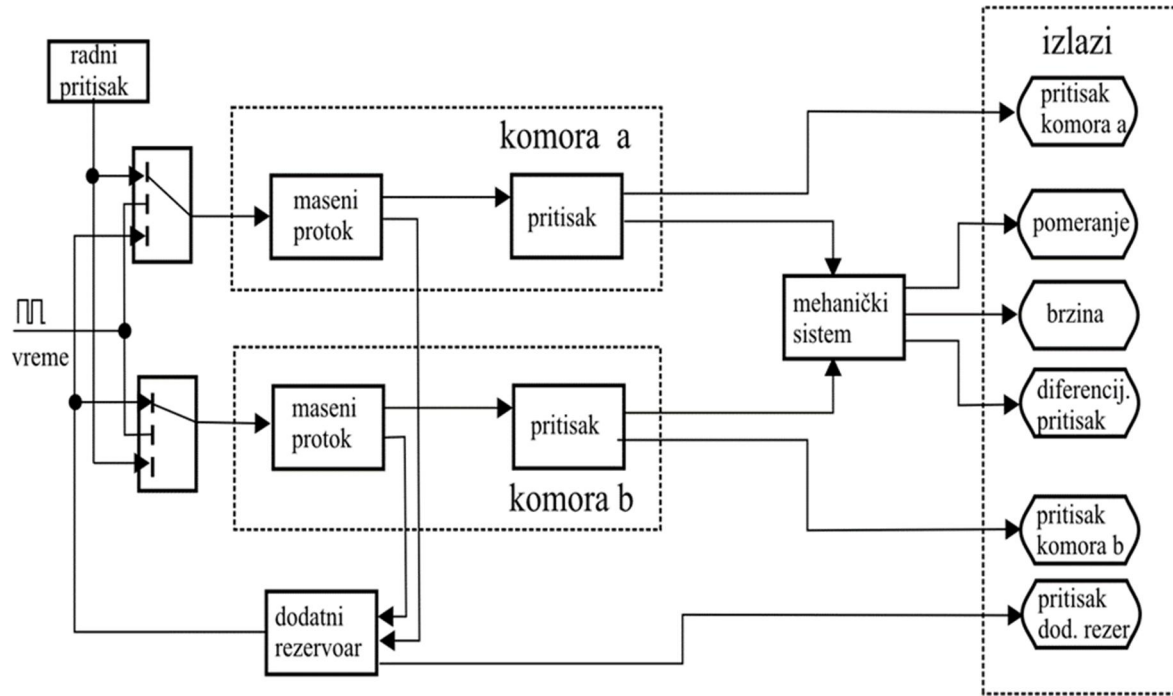
$$\dot{m}_r = -\dot{m}_{a,b} \quad (4.10)$$

гдје је $\dot{m}_{a,b}$ масени проток коморе која се празни у помоћни резервоар.

Математички модел који је изложен у [72] послужио је за истраживање у [73] да се обави симулација рада пнеуматског цилиндра коришћењем SIMULINK-а.

Моделирање је изведено са цилиндром са пролазном клипњачом, што значи да су површине једнаке са обје стране клипа ($A_a=A_b=A$).

Коришћењем једначина од (4.1) до (4.10) обављена је симулација рада пнеуматског система, а блок дијаграм симулације дат је на слици 4.7.



Слика 4.7 Блок дијаграм модела за симулацију [73]

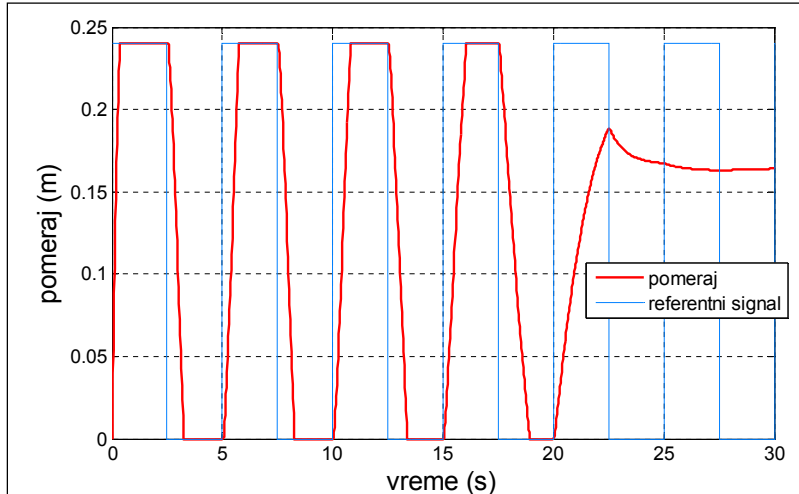
Масени проток комора цилиндра описане су помоћу једначина (4.1) и (4.2), а притисак је описан једначинама (4.3), (4.4) и (4.5). Механички систем је симулиран једначином (4.8), а промјена притиска у додатном резервоару једначином (4.9).

Вриједности физичких величина и константи које су коришћене у симулацији представљене су у табели 4.1.

Табела 4.1 Вриједности коришћене у симулацији [73]

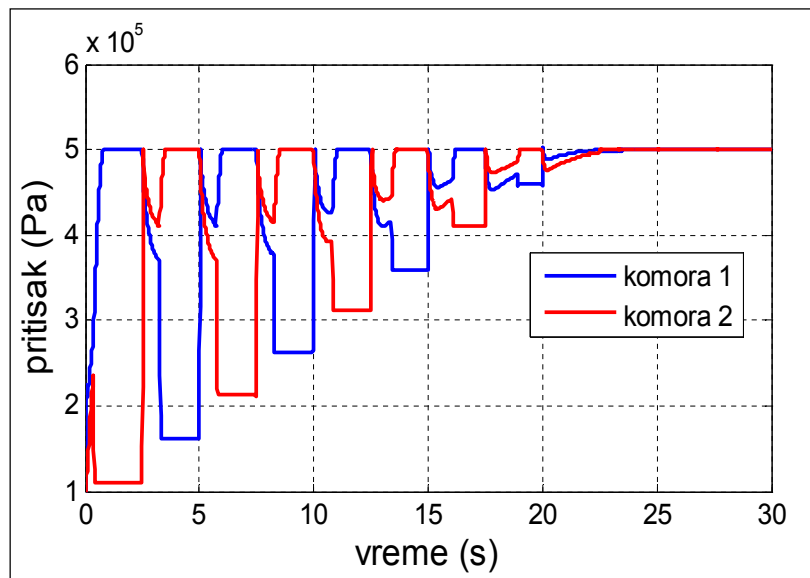
Ознака	Величина	Вриједност	Јединица
R	Универзална гасна константа	287	J/ kgK
T	Температура	293	К
C_r	Критичан однос притисака	0,528	без димензија
A_v	Површина истицања	$2,5 \cdot 10^{-6}$	m ²
A	Површина клипа	$8 \cdot 10^{-4}$	m ²
M	Маса покретних дијелова	0,790	kg
P_g	Радни притисак	$5 \cdot 10^5$	Pa
V_r	Запремина додатног резервоара	$2 \cdot 10^{-3}$	m ³
B	Коефицијент вискозног трења	150	kg s ⁻¹
C_f	Коефицијент истицања	0,65	без димензија
k	Однос специфичних топлота ваздуха	1,4	без димензија

Када се ваздух из цилиндра испушта у додатни резервоар, симулација даје резултате као на слици 4.8, гдје је приказан дијаграм хода клипа (црвена) и задати референтни сигнал (плаво). Клип прави четири циклуса и након пуних осам ходова у петом циклусу се зауставља.



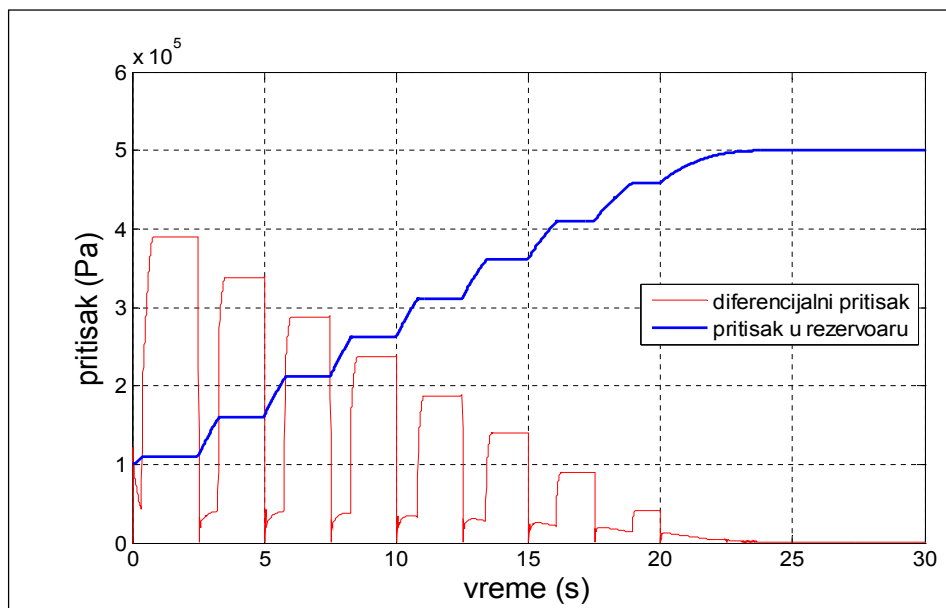
Слика 4.8 Референтни сигнал и положај клипа, приликом сакупљања ваздуха [73]

Притисци у коморама цилиндра се алтернативно напајају радним притиском и досежу вриједности притиска у помоћном резервоару, што је приказано на слици 4.9.



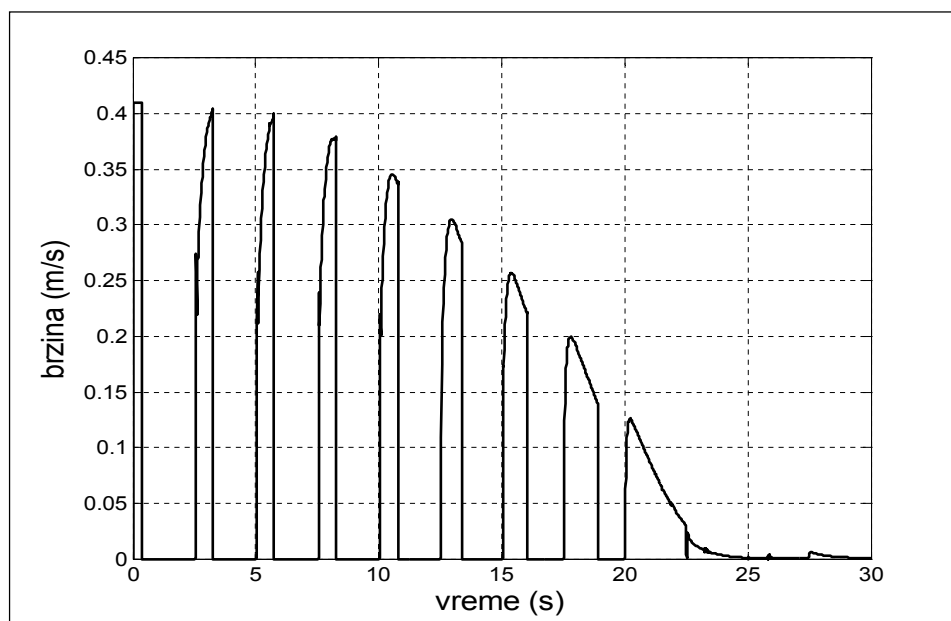
Слика 4.9. Притисци у коморама цилиндра [73]

Када дође до изједначавања радног притисака и притиска у помоћном резервоару клип се зауставља. Тада разлика притисака постаје нула, слика 4.10.



Слика 4.10 Разлика притисака (црвено) и притисак у резервоару (плаво) [73]

На слици 4.11 дата је симулација брзине клипа. Са дијаграма је уочљиво да максимална брзина опада у сваком наредном циклусу тако да клип стаје после 24 s.



Слика 4.11 Брзина кретања клипа по циклусима до коначног заустављања [73]

На дијаграму брзине, слика 4.11, види се 6 циклуса од по 5 секунди. Брзина у првих 6 секунди остаје приближно непромјењена и њена вредност је око $0,4 \text{ m/s}$, док у следећем циклусу пуњења помоћног резервоара долази до значајног смањења брзине. За то вријеме вриједност апсолутног притиска у помоћном резервоару се повећа од $2,2 \text{ bar}$, до $2,6 \text{ bar}$, што се види на слици 4.10. То значи да је критични однос притисака C_r добијен у симулацији, при коме долази до смањења брзине, око $0,48$ и мањи је од теоријског критичног односа који износи $0,528$. Ова гранична вриједност $C_r=0,48$ је такође одређена експериментално [65].

4.2 УТИЦАЈ САКУПЉАЊА ИСКОРИШЋЕНОГ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ НА ДИМАНИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ СИСТЕМА

Системи ваздуха под притиском су изразито нелинеарни због стишљивости ваздуха и промјене струјања ваздуха у току пуњења и пражњења комора цилиндра. Додатна нелинерност у раду настаје због промјена режима струјања у току пуњења помоћног резервоара искоришћеним ваздухом под притиском.

Сакупљањем искоришћеног ваздуха мијења се режим рада актуатора из којег се сакупља ваздух због пражњења коморе у резервоар у коме је притисак већи од атмосферско.

4.2.1 КАРАКТЕРИСТИКЕ АКТУАТОРА

Пнеуматски актуатори у односу на хидрауличке имају бројне предности. Једноставне су конструкције и имају мали утицај на животну околину у односу на хидрауличке актуаторе. Могу се користити на вишим температурама као и у експлозивним срединама. Имају мању тежину за исту снагу у односу на хидраулички цилиндар. Једноставни су за производњу и одржавање, чисти и безбједни и лако се уграђују у системе.

Са друге стране пнеуматски актуатори имају и недостатке. Први недостатак је изразита нелинеарност због стишљивости ваздуха и трења, а други је веома ниска енергетска ефикасност која је за цилиндре између 20% и 30%, а често и испод 20%, што је знатно лошије него код хидрауличких актуатора. Енергетска ефикасност пнеуматских актуатора зависи и од примјене, врсте радног циклуса и начина управљања.

Могуће је повећати енергетску ефикасност система са пнеуматским актуаторима поступком прикупљања искоришћеног ваздуха, али се мора утврдити какав утицај на рад актуатора има поступак прикупљања искоришћеног ваздуха под притиском.

4.2.2 ПРОМЈЕНА БРЗИНЕ КЛИПА ЦИЛИНДРА

Када нема прикупљања ваздуха, односно код стандардног система ваздуха под притиском у погонску комору цилиндра се доводи ваздух константног притиска из извора напајања, а из друге коморе се ваздух испушта на ниво атмосферског притиска. У тим условима масени проток ваздуха који се испушта зависи од притиска у комори која се празни јер су испуњени услови за пригушено истицање. Ако је брзина цилиндра велика и треба је смањити користи се коло за пригушење излазног протока ("Meter-out" коло).

Увођењем кола за сакупљање искоришћеног ваздуха под притиском, пражњење коморе цилиндра се, умјесто у атмосферу, обавља у резервоар у коме је притисак ваздуха промјенљив и већи од атмосферског притиска. Притисак у помоћном резервоару се повећава када се сакупља ваздух, а смањује када се ваздух троши за рад система. Због тога је стално промјенљив однос вишег и нижег притиска код истицања из коморе која се празни услед чега се мијења и режим струјања. Као последица тога се мијења брзина клипа цилиндра, а даљим повећањем притиска у помоћном резервоару брзина се смањује.

Масени проток остаје константан све док је однос нижег и вишег притиска мањи од граничне вриједности 0,528, што је последица истицања ваздуха брзином звука, па промјена нижег притиска не утиче на режим струјања [3] и овај однос притисака се назива критичан однос притисака.

Приликом сакупљања искоришћеног ваздуха из коморе цилиндра која се празни и помоћног резервоара, однос доњег и горњег притиска је однос притиска у резервоару и притиска у комори цилиндра $p_{a,b}$.

$$\frac{p_d}{p_g} = \frac{p_r}{p_{a,b}} \quad (4.11)$$

У том случају помоћни резервоар се пуни сакупљеним ваздухом из коморе цилиндра и тај однос се повећава од вриједности $1/p_s$ до вриједности 1, гдје је p_s максимални притисак у комори цилиндра. Масени проток се, теоријски, не мијења док притисак у помоћном резервоару не достигне вриједност

$$p_r = p_s \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.12)$$

односно, док однос притисака у (4.11) не достигне критични однос 0,528.

Није могуће знати тачну вриједност k за реалан систем, већ се вриједност одређује експериментално, естимацијом кроз поступак идентификације параметара система. То значи да није могуће знати ни граничну вриједност при којој ће доћи до смањења брзине при даљем повећању притиска у помоћном резервоару за одређени реалан систем.

Такође у литератури нема резултата истраживања који би предочили која је егзактну границу до које се може сакупљати искоришћен ваздух под притиском, а да се не смањи брзина цилиндра.

4.3 КРУТОСТ И ПРИРОДНА УЧЕСТАНОСТ ЦИЛИНДРА

Крутост и природна учестаност пнеуматског цилиндра су веома значајни параметри у динамичком режиму рада [3].

Природна учестаност је она учестаност којом систем препуштен сам себи осцилује након спољашње побуде. Израз за природну учесталост пнеуматског цилиндра дат је једначином:

$$\omega_{cil} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad [\text{rad/s}] \quad (4.13)$$

гдје је: c крутост пнеуматског цилиндра, а m маса покретних дијелова (клипа и клипљаче).

Да би се одредио природан одзив пнеуматског цилиндра прво се мора дефинисати

крутост пнеуматског цилиндра.

Модел цилиндар за одређивање крутости приказан је на слица 4.12. Крутост коморе цилиндра, дата је изразом:

$$c = \frac{dF}{dx} = \frac{Adp}{dx} = -A^2 \frac{dp}{dV} \quad [\text{N/m}] \quad (4.14)$$

гдје је F сила која дјелује на клип, а x помјерање клипа цилиндра. Из израза (4.14) се види да крутост цилиндра зависи од помјерања клипа.

У истраживачком раду [3] који се користи за одређивање крутости цилиндра полази се од претпоставке да је процес политропски ($pV^n = \text{const}$). За политропски индекс n узима се да је његова вриједност 1,3 код компресора, а 1,2 код пнеуматског цилиндра.

Када цилиндар добије ваздух под притиском у комору a , празни се комора b и ваздух се испушта у помоћни резервоар. За израчунавање крутости пнеуматског цилиндра полази се од једнчине стања гаса за политропски процес:

$$pV^n = \text{const} \quad (4.15)$$

Диференцирањем по запремини V израза (4.15) добија се:

$$\frac{\partial p}{\partial V} = \frac{-n}{V^{n+1}} \quad (4.16)$$

Уврштавањем израза (4.16) у израз (4.14) добија се израз за крутост коморе b пнеуматског цилиндра:

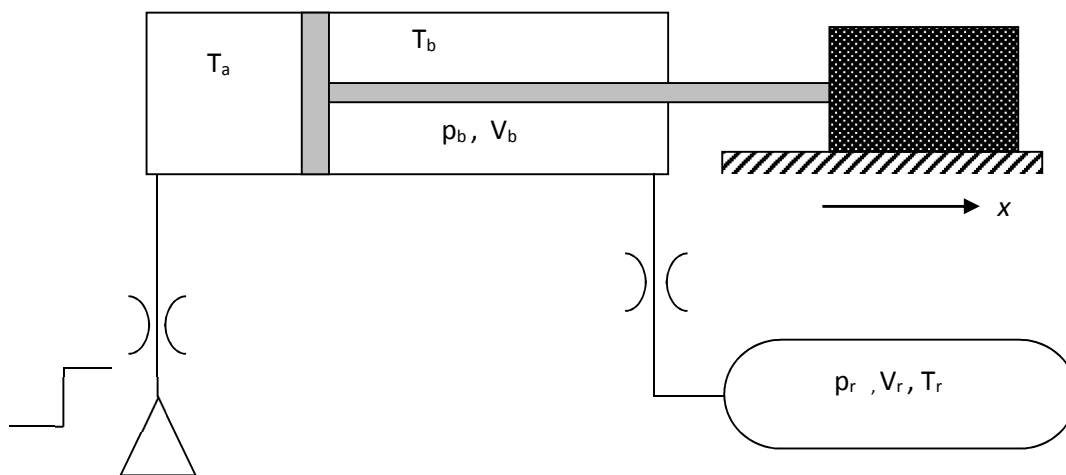
$$c_b = A_b^2 \frac{n \cdot \text{const}}{V^{n+1}} = \frac{A_b \cdot n \cdot p_b}{V_b} \quad (4.17)$$

Из (4.17) се види да крутост зависи од димензија коморе, политропског индекса и притиска у комори. Крутост има већу вриједност и мање се мијења у току кретања клипа цилиндра када се сакупља искоришћени ваздух, него када се ваздух испушта у атмосферу.

Природна учестаност цилиндра [3] се израчунава као:

$$\omega_{cil} = \sqrt{\frac{c_a + c_b}{m}} \quad (4.18)$$

која зависи од крутости комора **a** и **b**, гдје је m маса клипа и клипњаче цилиндра.



Слика 4.12 Модел цилиндра за одређивање крутости

Притисак је сразмјеран густини ваздуха у процесу пуњења помоћног резервоара. Комора која се празни у помоћни резервор [74], његова густина ваздуха се изражава као:

$$\rho = \frac{p_b(t) + p_r(t)}{R[T_b(t) + T_r(t)]} \quad (4.19)$$

Када се ваздух испушта у атмосферу густина ваздуха се изражава као:

$$\rho = \frac{p_b + p_{atm}}{R[T_b(t) + T_{atm}(t)]} \quad (4.20)$$

4.4 ЗАТВОРЕНО КОЛО

На принципу затвореног кола ради хидраулички систем, који хидраулички флуид, након обављања рада, враћа у резервоар.

За стварање затвореног пнеуматског кола користи се исти принцип као код хидрауличког система, односно неопходно је да се искоришћени ваздух под притиском који се након употребе испушта из актуатора у атмосферу, сакупи у додатни резервоар и поново врати у систем (мјесто гдје ће се прикупљени ваздух поново користит).

4.4.1 ЗАТВОРЕНО ХИДРАУЛИЧКО КОЛО

Постоје рјешења хидрауличких кола која су позната као хидрауличке или хидростатичке трансмисије [81, 82]. У класичном колу уљне хидраулике хидраулички флуид се, након обављеног рада, враћа у резервоар. У таквим хидрауличким колима се знатан дио енергије троши у поступку управљања и претвара у топлоту.

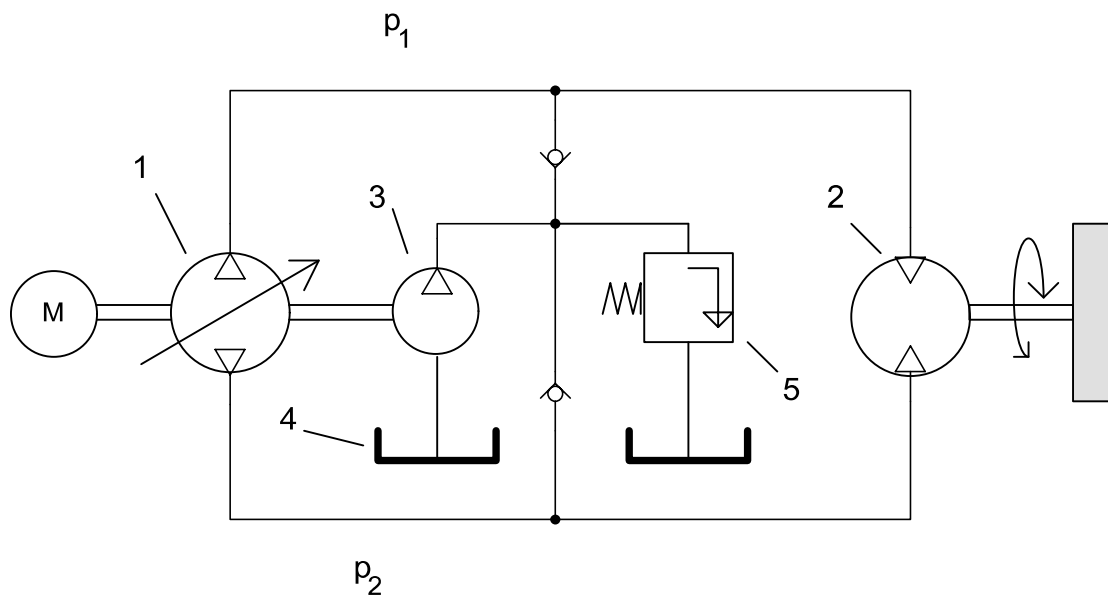
То смањање енергетске ефикасности система, скраћује вијек трајања, а често захтијева и увођење додатне операције хлађења флуида. Ови проблеми се избјегавају коришћењем такозваног затвореног хидрауличког кола.

Основна карактеристика затвореног хидрауличког кола је да хидраулички флуид, након обављеног рада, у извршном органу (хидромотор), остаје у хидрауличком колу и, без враћања у резервоар, води на напојни прикључак хидрауличке пумпе. Принципијелна шема таквог једног кола приказана је на слици 4.13.

Основни саставни елементи таквог кола су: хидрауличка пумпа (1), хидраулички мотор (2) и спојни водови (p_1 и p_2). Ови елементи формирају основни затворени пут кретања хидрауличког флуида под притиском. За рад затвореног хидрауличког кола су потребни и помоћни елементи затвореног хидрауличког кола: помоћна пумпа (3), вентил за ограничавање притиска (5), резервоар (4) и два неповратна вентила на спојним водовима (p_1 и p_2). Хидрауличку пумпу (1) покреће мотор М и она ствара проток који се може мијењати/регулисати посебним колом за управљање. Излазни прикључак пумпе (1) повезан је са напојним прикључком хидромотора (2) помоћу хидрауличког вода у коме је притисак

p_1 (радни притисак). А повратни вод хидромотора је повезан на усисни прикључак пумпе и у њему је притисак флуида p_2 . Усисавање пумпе се обавља на притиску p_2 , а не на притиску у резервоару. Губици, који се јављају услед цурења у различитим дијеловима кола, компензују се радом помоћне пумпе (3) и допуном уља из резервоара (4). Хидрауличко коло за компензацију чине: пумпа (3), вентил (5), резервоар (4) и два неповратна вентила (пумпа (3) и вентил (5) спојени су са два различита прикључка на резервоар (4)). У пракси се појављују бројне варијанте основног кола зависно од захтјева које поставља конкретна примјена. Овдје се користи пумпа (1) двостраног дјеловања и промјенљивог капацитета и хидромотор (2) двостраног дјеловања константног капацитета што омогућава промјену/регулисање смијера и брзине обртања вратила хидромотора (2). Оваква рјешења обезбјеђују повећан степен искоришћења примарне енергије (електричне/механичке) уз добру управљивост и добре динамичке карактеристике погона.

У овом колу се користи запреминско управљање промјеном протока пумпе, а по потреби и промјеном радне запремине мотора. Зато је ослобађање топлоте много мање него код класичног вентилског управљања пригушењем.



Слика 4.13 Принципијелна шема затвореног хидрауличког кола хидрауличке трансмисије

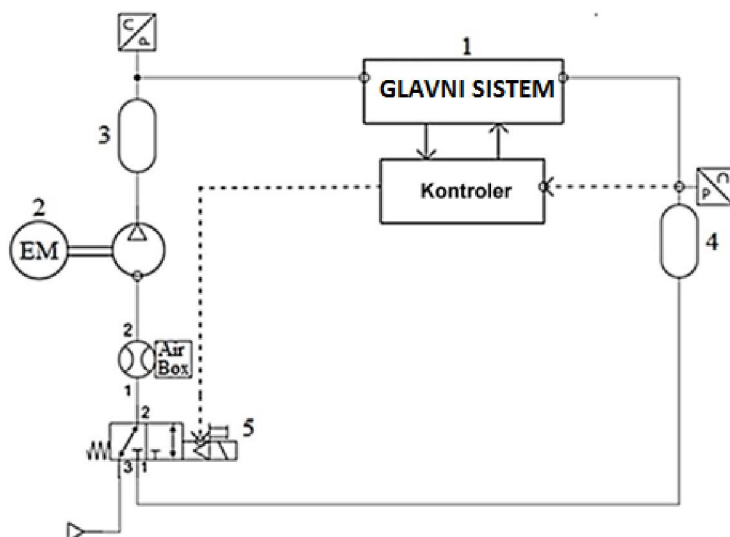
На принципу рада затвореног хидрауличког кола формиран је концепт затвореног пнеуматског кола (изложен у тачки 4.4.2). Основна идеја је да се ваздух под притиском, након обављеног рада у актуатору, не испушта у атмосферу јер се тако неповратно губи његова енергија. Умјесто тога прикупљени ваздух се доводи на усисни отвор компресора и тако задржи у пнеуматском систему.

Тај концепт затвореног пнеуматског кола је предложен и остварен како је приказано на слици 4.14.

4.4.2 ЗАТВОРЕНО ПНЕУМАТСКО КОЛО

Аутор у истраживачком раду [65] је представио концепт затвореног пнеуматског кола које је приказано на слици 4.14. Затворено пнеуматско коло је формирано да прикупља искоришћени ваздух под притиском из актуатора у додатни резервоар и враћа га на усисни прикључак компресора.

Основни елементи овог кола су: главни систем ваздуха под притиском са инсталацијом за сакупљање искоришћеног ваздуха (1), компресор (2) модификован да усава ваздух из помоћног резервоара (4) (или из атмосфере), главни резервоар (3), електромагнетни вентил (5), који служи за избор режима усавања и контролер за управљање затвореним пнеуматским колом.



Слика 4.14 Концепт затвореног пнеуматског кола [65]

Коло је формирано да се прикупљени ваздух под притиском врати у главни систем ваздуха под притиском (1) и на тај начин повећа енергетска ефикасност новонасталог система ваздуха под притиском.

Ваздух се из актуатора у главном систему ваздуха под притиском умјесто да се испушта у атмосферу сакупља у помоћном резервоару (4), и враћа у главни систем преко разводника (5) на усисни отвор компресора (2) и на тај начин се ствара затворено пнеуматско коло. Ваздух који се сакупља у овом затвореном колу, складишти се и чува у резервоару (4) на притиску који је већи од атмосферског.

Контролер (5) је ON-OFF типа и реализован је помоћу програмибилног логичког контролера (PLK). Он омогућава контролу над процесом усисавања. Када има довољно сакупљеног ваздуха усисавање се обавља из помоћног резервоара, а када нема довољно ваздуха, систем ради у режиму усисавања из атмосфере.

Главни разлог за стварање затвореног пнеуматског кола јесте повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском, али постоје и друга побољшања система као што су мања испуштања загађивача у атмосферу, смањење буке, мање загријавање, лакше филтрирање, али и већа аутономност малих пнеуматских система и коришћење компресора мање снаге. Поред великог теоријског и практичног значаја, ови системи до сада нису нашли већу примјену. Веома је мало објављених резултата о теоријској основи за рад ових система и мало је примјера у литератури који показују могућност њихове реализације.

5. СИСТЕМСКИ ПРИЛАЗ РАЗВОЈУ ЕНЕРГЕТСКИ ЕФИКАСНОГ МУЛТИАКТУАТОРСКОГ ПНЕУМАТСКОГ УПРАВЉАЧКОГ СИСТЕМА СА РЕКУПЕРАЦИЈОМ ЕНЕРГИЈЕ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Системски прилаз развоју енергетски ефикасног мултиактуаторског пнеуматског управљачког система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском је један од праваца у коме се усмјерава развој енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском. Ово је мултидисциплинарни приступ који указује да су сви елементи система ваздуха под притиском у међусобној корелацији.

Многи аутори су истраживањима [19, 22, 23, 24, 60, 68, 69, 70,] предложили рјешења како и на који начин повећати енергетску ефикасност рекуперацијом ваздуха под притиском.

При уобичајеном режиму рада система ваздуха под притиском, ваздух под притиском се, после употребе у извршном дијелу система, испушта у атмосферу. Ово испуштање искоришћеног ваздуха, који је још увијек под притиском, представља енергетски губитак [105, 65] а при томе се још и атмосфера загађује избаченим нечистоћама, што је приказано на слици 5.1.

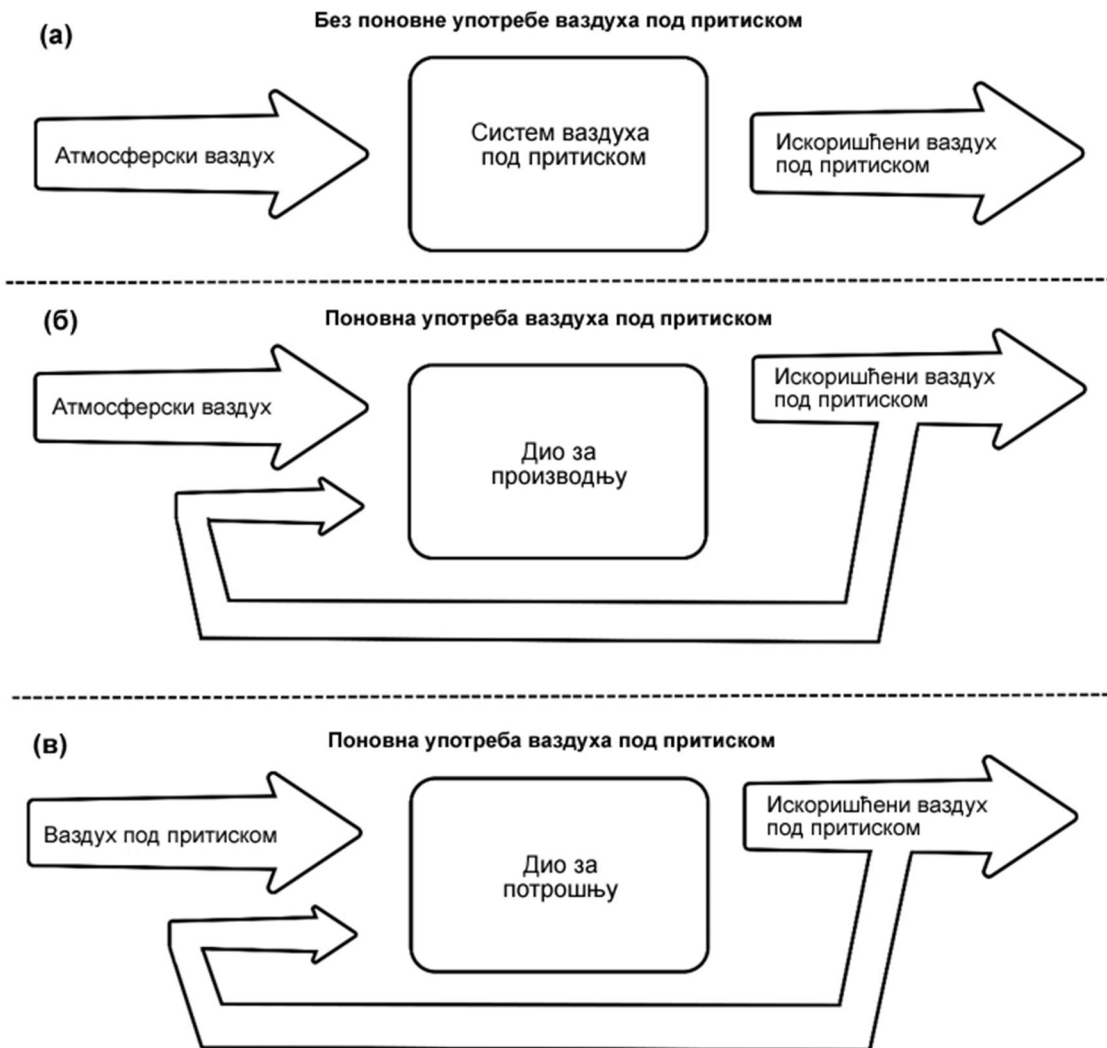
Системски прилаз повећању енергетске ефикасности рекуперацијом ваздуха под притиском треба да допринесе снижавању трошкова и повећању укупне енергетске ефикасности.

5.1 РАЗВОЈ СИСТЕМСКОГ ПРИЛАЗА ПОВЕЋАЊУ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ АУТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМА ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ РЕКУПЕРАЦИЈОМ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Концепт повећања енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском обухвата поступке и мјере који доводе до рада система са већим степеном корисног дејства. У поређењу са степеном корисног дејства хидрауличних система који раде у затвореном колу хидрауличке трансмисије чија се искористивост креће до 66% [81, 82], степен корисног дејства у системима ваздуха под притиском је доста мањи.

Уштеда енергије код неких актуатора при неким радним условима може ићи и до 50% [9]. Идеја која је изложена у овом поглављу је увођење затвореног пнеуматског кола по угледу на хидрауличке системе. Поред конвенционалног коришћења ваздуха под притиском (слика 5.1), два су основна начина повећања енергетске ефикасности рекуперацијом ваздуха под притиском:

- враћање ваздуха под притиском на усисну грану компресора, у дио за производњу ваздуха под притиском, приказано на слици 5.1 б или
- враћање ваздуха под притиском у дио за потрошњу, што је приказано на слици 5.1 в.

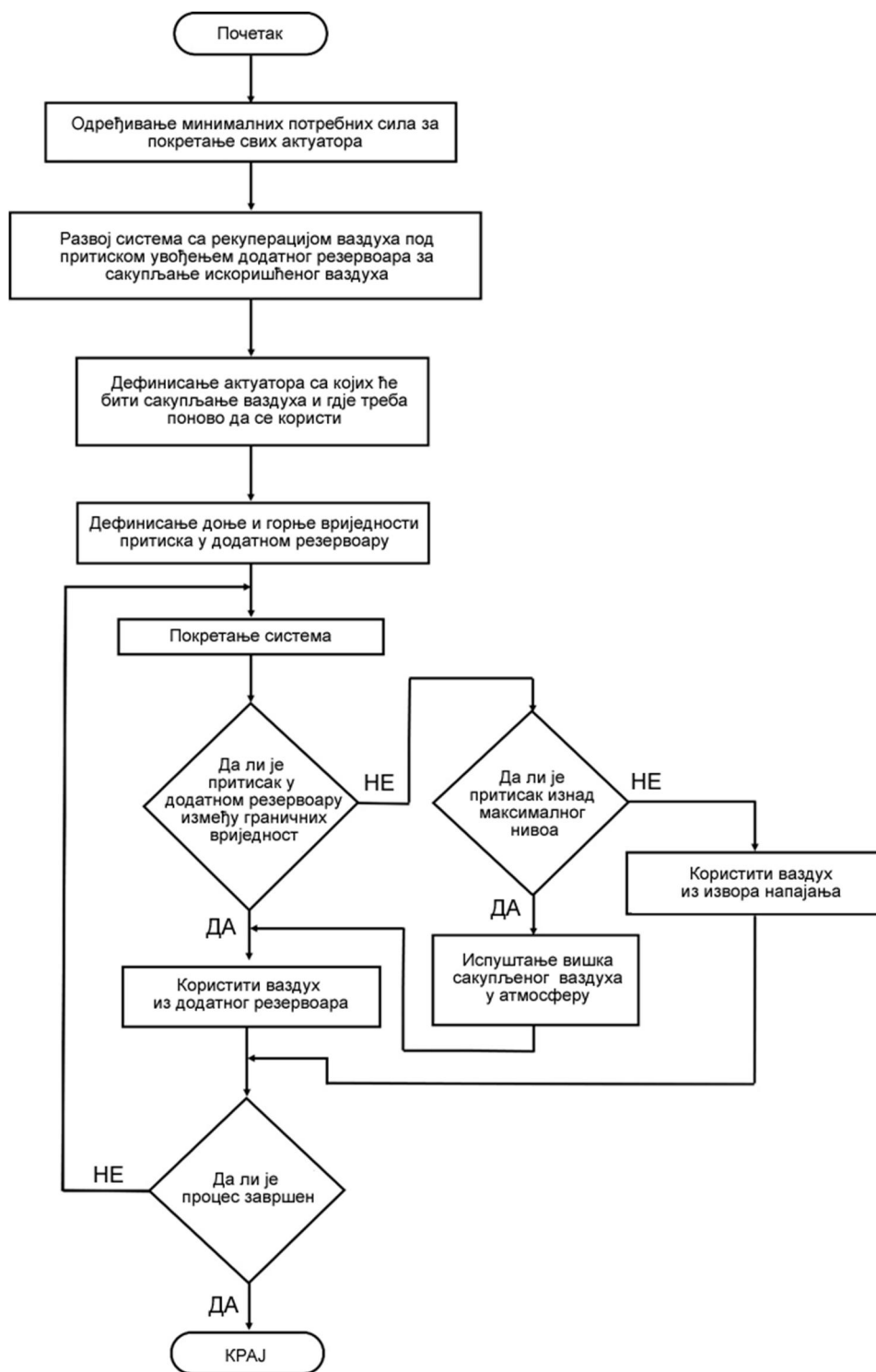


Слика 5.1 Основни концепт поновног коришћења ваздуха под притиском [41]

5.1.1 ВРАЋАЊЕ ИСКОРИШЋЕНОГ ВАЗДУХА У ДИО ЗА ПОТРОШЊУ

За сакупљање ваздуха под притиском из система ваздуха под притиском који се састоји из више актуатора, што је и најчешћи случај у пракси, управљачка шема је комплексна, а управљање прилично сложено [105]. Да би се таква управљачка шема и такво управљање могло реализовати, неопходно је проћи кроз неколико корака, а на слици 5.2 је

приказан алгоритам развоја и управљања енергетски ефикасног система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском на начин да се ваздуха враћа у дио за потрошњу:



Слика 5.2 Алгоритам за развој енергетски ефикасног система ваздуха под притиском са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском у процесу потрошње [41]

- Прво, неопходно је одредити минималне вриједности радних притисака, односно минималне силе потребне за покретање сваког од актуатора.
- Друго, неопходно је трансформисати постојећу пнеуматску управљачку шему у шему са рекуперацијом ваздуха под притиском одабиром актуатора из којих ће се вршити сакупљање искоришћеног ваздуха и додавање одговарајућих компоненти како би се добио смислен систем. Осим тога, неопходно је одабрати актуаторе који ће користити ваздух из додатног резервоара за радни или повратни ход у одговарајућим радним циклусима.
- Треће, неопходно је дефинисати минималну и максималну вриједност притиска у додатном резервоару. Минимална вриједност је вриједност која осигурава стабилан рад актуатора који користи ваздух под притиском из додатног резервоара у датом тренутку и може варирати овисно о систему [105]. Максимална вриједност је она при којој неће доћи до нарушавања динамичких карактеристика система, а она не смије да пређе 52,8% вриједности улазног притиска [73]. Вриједност улазног притиска једнака је највишој вриједности од свих минималних вриједности потребних за покретање сваког од актуатора.
- На крају, потребно је покренути систем у аутоматском режиму рада и пратити стање притиска у додатном резервоару. Ако је вриједност притиска у додатном резервоару унутар унапријед дефинисаног опсега, систем ће стално користити прикупљени ваздух за успјешно обављање дефинисаних радних операција. Уколико се деси да вриједност притиска у додатном резервоару пређе максималну вриједност, како се не би нарушиле динамичке карактеристике система, потребно је сав вишак сакупљеног ваздуха из додатног резервоара испустити у атмосферу. Са друге стране, ако је прикупљена количина ваздуха недовољна, након неког времена, систем ће поново морати користити ваздух директно из извора напајања.

5.1.2 ВРАЋАЊЕ ИСКОРИШЋЕНОГ ВАЗДУХА У ДИО ЗА ПРОИЗВОДЊУ

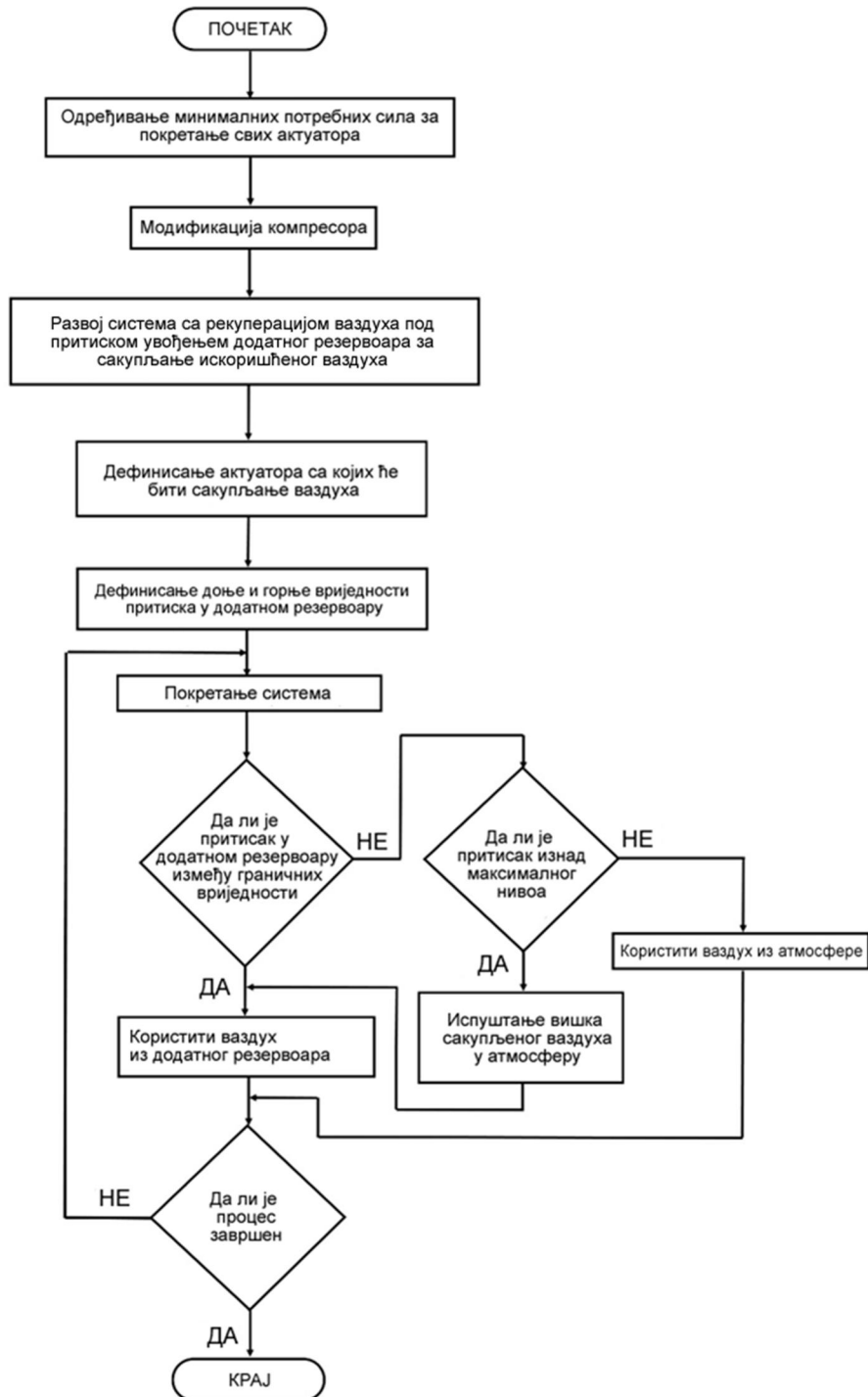
Компресори су машине које се користе за повећање притиска ваздуха, а снабдјевање ваздуха под притиском почиње производњом у компресорима. Наиме, компресори усисавају атмосферски ваздух и подижу његов притисак на потребан ниво. Како би се повећала енергетска ефикасност система ваздуха под притиском скраћивањем времена рада компресора, могуће је на улаз компресора из система довести искоришћени ваздух из актуатора који се у стандардном режиму рада испушта у атмосферу.

Ради лакшег разумјевања дефинисаног начина рада на слици 5.3 је приказан алгоритам развоја и управљања енергетски ефикасног система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском на начин да се ваздух враћа у дио за производњу.

Да би то постигли, потребно је проћи кроз неколико корака:

- Прво, потребно је дефинисати минималне вриједности радних притисака за покретање сваког актуатора.
- Друго, потребно је модификовати компресор на начин да је, поред стандардног усисавања из атмосфере, могуће и алтернативно усисавање ваздуха из другог извора. Тај извор је додатни резервоар, који је потребно уградити у постојећи систем, како би се омогућило сакупљање већ искоришћеног ваздуха под притиском.
- Треће, потребно је трансформисати постојећу пнеуматску управљачку шему у шему са рекуперацијом ваздуха под притиском одабиром актуатора из којих ће се вршити сакупљање искоришћеног ваздуха и додавањем одговарајућих компоненти како би се добио смислен систем.
- Четврто, неопходно је дефинисати минималну и максималну вриједност притиска у додатном резервоару. Минимална вриједност је вриједност која осигурава стабилан рад компресора и износи приближно 0,9 *бар* [68]. Са друге стране, максимална вриједност је вриједност при којој неће доћи до нарушавања динамичких карактеристика система, а она не смије да пређе 52,8% вриједности

улазног притиска [73]. Подразумјева се да је вриједност улазног притиска једнака највишој вриједности од свих минималних вриједности које су потребне за покретање актуатора.



Слика 5.3 Алгоритам за развој енергетски ефикасног пнеуматског система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском у процесу производње [41]

- На самом крају, потребно је покренути систем у аутоматском режиму рада и пратити стање притиска у додатном резервоару. Ако је вриједност притиска у додатном резервоару унутар унапријед дефинисаног опсега, компресор би користио само алтернативно усисавање ваздуха из додатног резервоара. Такође, ако је вриједност притиска у додатном резервоару превазилази максималну дозвољену вриједност, ваздух ће се морати испустити у атмосферу. У супротном, ако вриједност притиска у додатном резервоару падне испод дефинисаног минимума, компресор мора поново користити ваздух из околине.

5.1.3 СИСТЕМСКИ ПРИСТУП ЗА ОДАБИР МЕТОДЕ РЕКУПЕРАЦИЈЕ

Претходно описани начини рекулпације енергије ваздуха под притиском омогућују развијање и примјену управљачке шеме у системима ваздуха под притиском. Примјеном рекулпације енергије ваздуха под притиском добијају се енергетски ефикаснији системи у смислу смањења потрошње ваздуха под притиском. Различити фактори утичу на могућу уштеду у системима ваздуха под притиском почев од почетног стања система, избора актуатора који се користе, избора погона компресора, дистрибитивне мреже, као и који метод рекулпације се примјењује. Сходно томе, уштеде у неким случајевима могу бити и веће, те је заиста оправдано говорити о значајним уштедама енергије примјеном наведених поступака.

Оно што је посебно интересантно за анализу је сам начин коришћења сакупљеног ваздуха под притиском. Наиме, на сликама 5.2 и 5.3 приказано је да, у случају прекорачења максимално дозвољеног притиска у помоћном резервоару, сав вишак ваздуха мора бити испуштен у атмосферу јер не смију бити угрожене динамичке карактеристике актуатора. Ово је нето губитак јер је тај ваздух под притиском сакупљен претходно током рада система. Алтернативна опција је да, када се достигне горња граница радног притиска у резервоару, процес сакупљања се зауставља и у наредних неколико циклуса систем ваздуха из додатног резервоара се само троши. Међутим, то повлачи додатне трошкове јер се на

свакој линији на којој се сакупља ваздух између актуатора и додатног резервоара треба уградити неповратни вентил, електрично активиран. Уколико се користи опција, која подразумјева испуштање вишка ваздуха из додатног резервоара, потребан је само један додатни контролни вентил који би омогућио/прекинуо испуштање ваздуха из резервоара у атмосферу.

Потребно је пажљиво пројектовати системе који користе енергију рекулперације ваздуха под притиском како би се предности рекулперације искористиле на најбољи могући начин, а недостаци свели на најмању могућу мјеру. Због тога је у наставку дат алгоритам који представља системску процедуру развоја енергетски ефикасног система са повратом енергије ваздуха под притиском, што је приказано на слици 5.4.

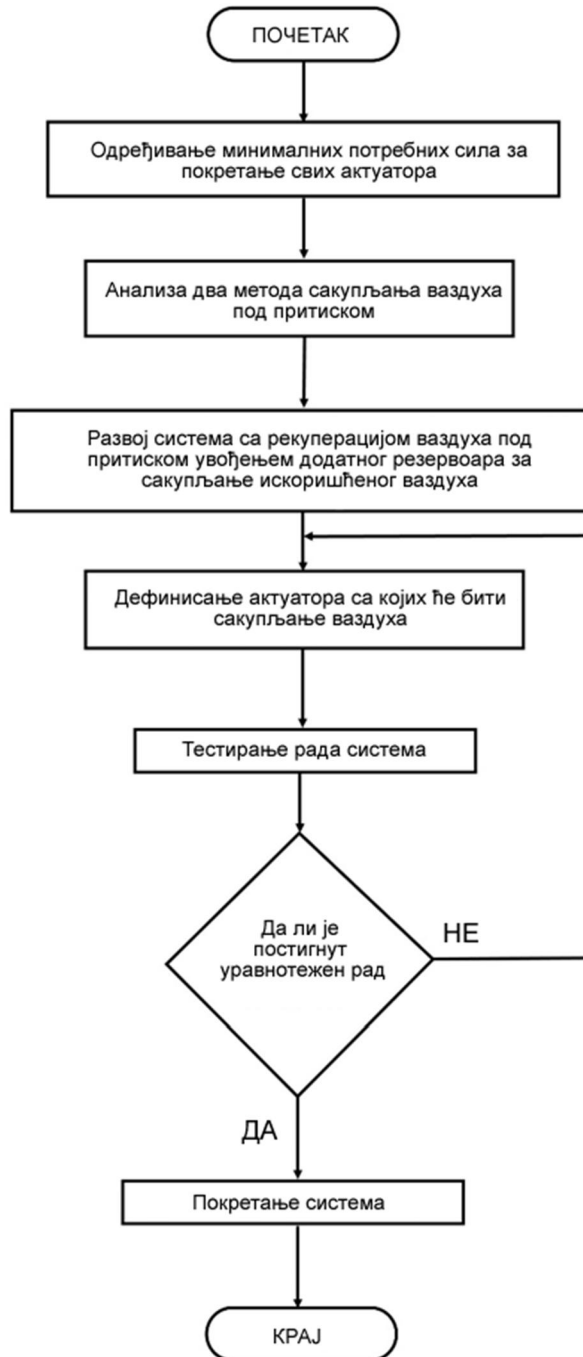
Предложени алгоритам укључује неколико корака:

- Прво, неопходно је одредити минималне вриједности радних притисака, односно минималне потребне силе за покретање сваког од актуатора. На основу тога се закључује који актуатор захтјева највећу вриједност притиска, односно који актуатор поставља критичне услове система. Ова вриједност радног притиска је уједно и најнижа могућа вриједност улазног притиска при којој цијели систем може радити без проблема. Осим тога, у овом кораку се закључује за који рад актуатора је потребна најмања сила, односно које радне операције је најлакше извести. Те радне операције потенцијално се могу извести коришћењем сакупљеног ваздуха под притиском из додатног резервоара.
- У наредном кораку потребно је пажљиво анализирати коју методу рекулперације је могуће примјенити, односно да ли је потребно примијенити рекулперацију са повратом прикупљеног ваздуха у дио за потрошњу или у дио за производњу. Важно је напоменути да је горња вриједност радног притиска у резервоару, дефинисана као 52,8% вриједности улазног притиска актуатора, идентична за оба случаја и да, као што је већ речено, зависи од критичних услова, тј. на актуатору који захтијева највећу вриједност радног притиска. С друге стране, доња вриједност, у случају враћања искориштеног ваздуха у производни дио, ограничена је на 0,9 бар, а у случају враћања искориштеног ваздуха у дио за потрошњу зависи од актуатора који захтјевају најмање силе. Ако је ова вриједност мања од 0,9 бар, у додатном резервоару се постиже шири опсег радног

притиска него при враћању искориштеног зрака у дио за потрошњу. Ако је ова вриједност већа од 0,9 бар, шири је опсег радног притиска у додатном резервоару при враћању искориштеног ваздуха у дио за производњу. Ширина опсега радног притиска у додатном резервоару је врло важан параметар за одабир жељеног начина рекулације, али свакако не једини. Потребно је додатно анализирати трошкове улагања и на основу тога донијети одговарајуће закључке.

- Након одабира методе рекулације, потребно је модификовати постојећу управљачку шему додавањем одговарајућих компоненти како би се добио садржајан систем и одредили актуатори из којих ће се вршити сакупљање искориштеног ваздуха под притиском.
- Предложено рјешење потребно је тестирати у наставку рада. Као што је раније наведено, током рада система могућа су три сценарија: вриједност притиска у додатном резервоару је испод доње границе, у дефинисаном опсегу и изнад горње границе. У случају када је вриједност радног притиска у додатном резервоару испод доње границе, нема довољно ваздуха за извођење жељене операције, компресор мора поново користити ваздух из околине (ако се користи систем са повратом ваздуха у производни дио) или користите ваздух под притиском директно из извора напајања (ако се користи систем са повратом ваздуха у дио за потрошњу). С друге стране, ако је вриједност радног притиска у додатном резервоару изнад горње границе, у оба случаја рекулације потребно је или зауставити процес прикупљања док вриједност притиска у додатном резервоару не падне на дозвољени ниво или испусти сав вишак ваздуха у одговарајућем тренутку тако да вриједност притиска падне на дозвољени ниво. На основу наведеног, закључује се да би било најбоље да се ниједна од ове двије нежељене ситуације не догоди, односно да би вриједност притиска у додатном резервоару увијек била у дефинисаним границама. У том случају се добија уравнотежени режим рада, односно систем приближно троши сакупљеног ваздуха из додатног резервоара колико је прикупљено током претходног радног циклуса у сваком следећем радном циклусу.
- Постизање уравнотеженог режима рада система (вриједност притиска у додатном резервоару је у предвиђеним границама) би било коначно решење. У

случају да се уравнотежени режим рада не добије на предложени начин, било би потребно поново модификовати управљачку шему одређивањем нове групе актуатора из којих ће се сакупљати ваздух и поново тестирати рад система. Описани поступак треба понављати док се не постигне уравнотежен начин рада.



Слика 5.4 Алгоритам за одабир методе рекулпације ваздуха под притиском [41]

Мјере које су наведене у овом поглављу захтијевају проширивање система ваздуха под притиском додатним пнеуматским елементима, што повећава трошкове, а мора да је одобри менаџмент индустријског система гдје се користи ваздух под притиском.

6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ПРОВЈЕРА

За провјеру енергетске ефикасности у систему ваздуха под притиском формиран је експериментални модел назван Пнеуматски кружни манипулатор. Манипулатор је развијен на Факултету техничких наука у Новом Саду и користи се као лабораторијско средство у настави. Манипулатор обавља једноставне операције, типичне за индустрију, који је намјенски развијен као модулarna поставка и може се прилагодити различитим типовима пнеуматског управљања једноставним трансформацијама. Може се користити за симулацију разних ситуација које се могу јавити у индустријским процесима и за извођење различитих експерименталних испитивања [59, 83, 84, 85, 86].

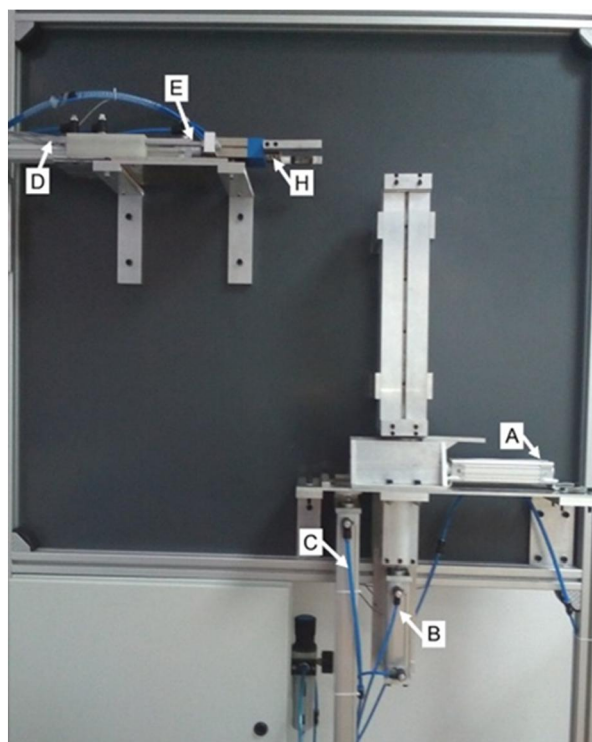
6.1. ОПИС РАДА МАНИПУЛАТОРА

Пнеуматски кружни манипулатор је приказан на слици 6.1. Предмети рада, који имају цилиндрични облик, висине 100 mm, пречника 80 mm и чија је маса 4,8 kg, постављени су у вертикални магацин за складиштење. Капацитет магацина је 6 предмета рада.

Основни циклус рада манипулатора састоји се у следећем

- У првом кораку, клипњача хоризонтално постављеног пнеуматског цилиндра двосмјерног дејства (слика 6.1, позиција А) се извлачи и потискује један предмет рада у позицију за подизање.
- Након тога, клипњача вертикално постављеног пнеуматског цилиндра двосмјерног дејства (слика 6.1, позиција В) се извлачи и прихвата 5 преосталих предмета рада из магацина како би омогућио несметан повратак клипњаче цилиндра А у почетни положај.

- Клипњача другог вертикално постављеног пнеуматског цилиндра двосмјерног дејства (слика 6.1, позиција С) се извлачи у сљедећем кораку и подиже један предмет рада на виши ниво. На том нивоу се налази и хоризонтално постављени вишеположајни пнеуматски цилиндар направљен од два пнеуматска цилиндра двосмјерног дејства идентичних карактеристика (слика 6.1, позиције D и E), чиме је омогућено остваривање три различите позиције. Вишеположајни цилиндар на свом десном крају носи хваталку за прихватање предмета рада (слика 6.1, позиција H)



Слика 6.1 Приказ Пнеуматског кружног манипулатора [105]

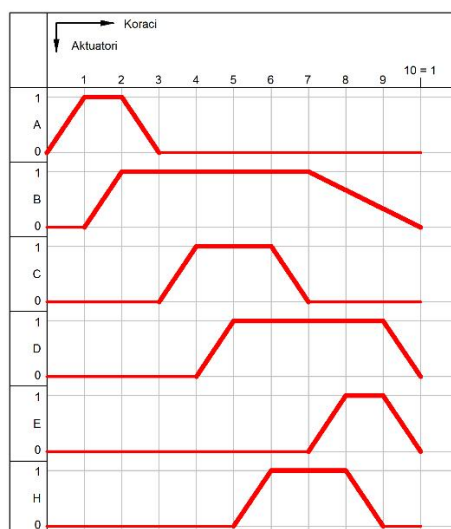
У наредном кораку, клипњача цилиндра E се извлачи и доводи хваталку у положај за прихватање предмета рада. Потом се хваталка H затвара и прихвата предмет рада.

- Након кратког временског застоја (да би се успјешно обавило прихватање предмета), увлачи се клипњача цилиндра C, а затим се истовремено увлачи клипњача цилиндра B и извлачи клипњача цилиндра D што доводи до преноса

предмета рада до врха вертикалног магацина. Хватаљка Н се отвара и отпушта предмет рада који се кроз магацин креће под дејством силе гравитације.

- У посљедњем кораку, клипњаче цилиндара D и E се истовремено враћају у почетне положаје. Тиме је завршен један радни циклус. Понављањем претходно описаног циклуса, омогућава се кружење предмета рада кроз манипулатор. Отуда и потиче сам назив истог.

Ради лакшег разумијевања начина рада манипулатора, на слици 6.2 приказан је и дијаграм пут-корак.



Слика 6.2 Дијаграм пут-корак

6.1.1 ПНЕУМАТСКА УПРАВЉАЧКА ШЕМА

Пнеуматска управљачка шема, заједно са шемом повезивања улаза и излаза ПЛК приказана је на слици 6.3. Као извршни органи, искоришћени су пнеуматски цилиндри двосмјерног дејства радног хода 100 mm и пречника 32 mm (на сликама 6.1 и 6.3 означени словима A, B, D и E), ознаке DNC-32-100-PPV-A, пнеуматски цилиндар двосмјерног дејства радног хода 600 mm и пречника 32 mm (на сликама 6.1 и 6.3 означен словом C), ознаке

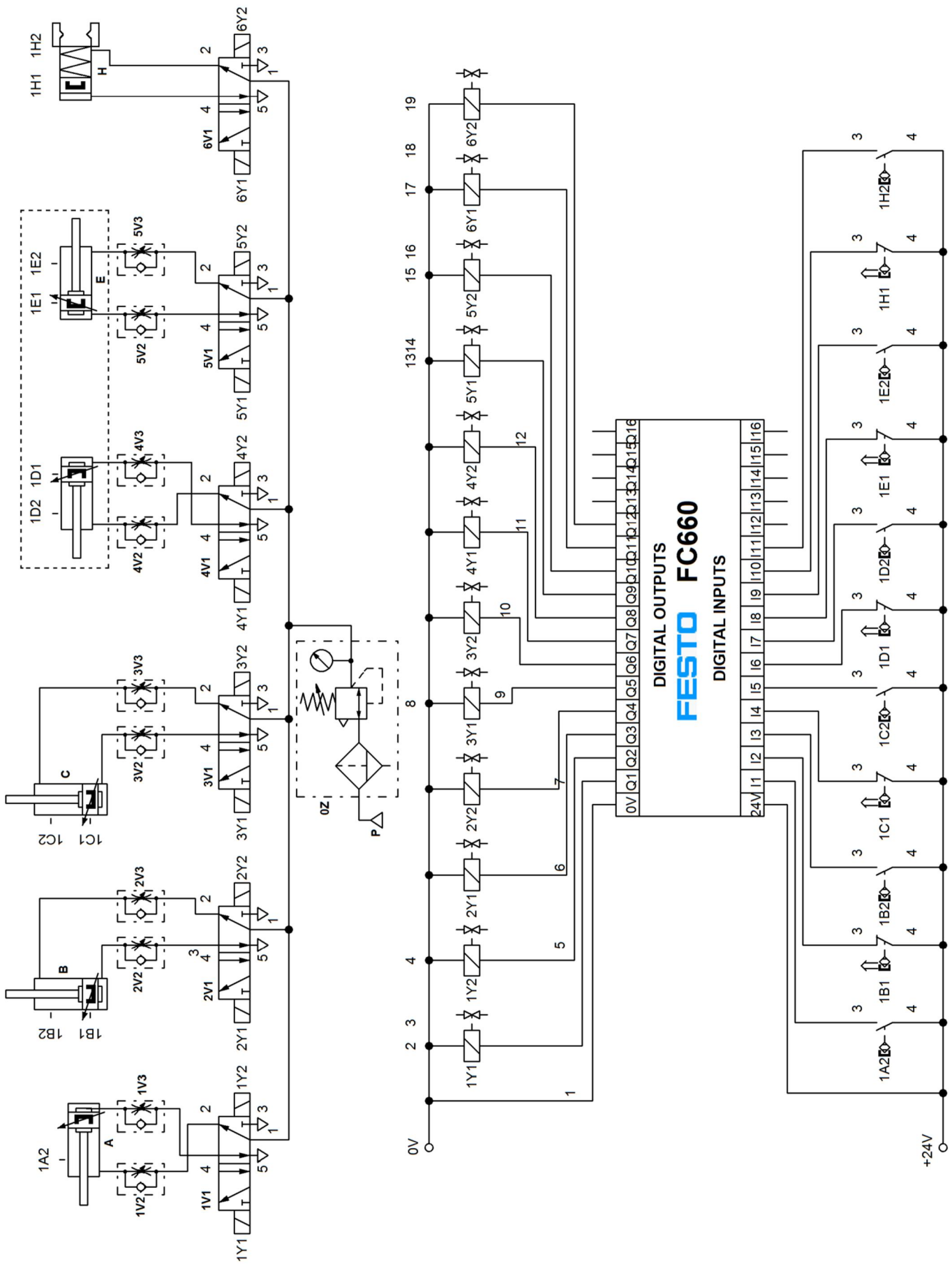
DNC-32-600-PPV-A и пнеуматска хваталка, ознаке HGP-25-A. За командне разводнике искоришћени су бистабилни разводници са електричним активирањем, ознаке JMFH-5-1/8. За детекцију крајњих положаја цилиндара као и за детекцију крајњег затвореног положаја хваталке искоришћени су магнетни рид (Reed) сензори. Сви цилиндри имају могућност регулисања протока ваздуха под притиском на оба прикључка коришћењем пригушно-неповратних вентила, ознаке GRLA-1/8-QS-6. За припрему ваздуха под притиском искоришћена је припремна група, ознаке MS6-LFR-3/8-D7-ERM-AS. Цилиндри D и E су уоквирени испрекиданим правоугаоним обликом јер, како је већ претходно наглашено, заједно сачињавају један вишеположајни цилиндар.

За управљање системом се користи ПЛК, ознаке FC660 Standard [87]. ПЛК посједује 32 дигитална улаза, 16 дигиталних излаза, три аналогна улаза, један аналогни излаз, два прикључка за серијску комуникацију, прикључак за напајање и прекидач “Stop-Run”. За програмирање ПЛК се користи програмско окружење FST 4.10 [88, 89], док се серијска комуникација између ПЛК и персоналног рачунара остварује преко RS232. Све коришћене компоненте су произвођача Festo.

6.1.2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ДИО

Да би се рекулпација ваздуха под притиском могла реализовати, потребно је прво одредити минималне вриједности притисака потребних за покретање појединих цилиндара. Због тога је експериментални дио сачињен из двије цјелине:

- прва цјелина, која се односи на одређивање минималних потребних притисака за рад пнеуматских цилиндара и
- друга цјелина, која се односи на рекулпацију ваздуха под притиском у затвореном колу (изложено у тачки 4.4), гдје се прикупљени, претходно искоришћени ваздух под притиском користи за повратни ход једног од цилиндара.



Слика 6.3 Пнеуматска управљачка шема

6.1.2.1 ОДРЕЂИВАЊЕ МИНИМАЛНИХ ПРИТИСАКА ПОТРЕБНИХ ЗА ПОКРЕТАЊЕ МАНИПУЛАТОРА

Циљ првог испитивања је регулисати вриједност притиска ваздуха који долази до комора одређеног цилиндра тако да се добије минимална вриједност код које неће доћи до појаве stick-slip ефекта (слика 5.2). Како би се добили што тачнији резултати мјерења, систем је подјелен на неколико једноставних подсистема. Сваки подсистем се састоји од једног или два цилиндра који извршавају један одређени дио циклуса рада манипулатора. Дијелови циклуса који су изоловани ради испитивања су сљедећи:

- извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра А под дејством оптерећења предмета рада,
- извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра В под дејством оптерећења предмета рада,
- увлачење клипњаче пнеуматског цилиндра А без дејства оптерећења предмета рада,
- увлачење клипњаче пнеуматског цилиндра В под дејством оптерећења предмета рада,
- извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра С под дејством оптерећења предмета рада,
- увлачење клипњаче пнеуматског цилиндра С без дејства оптерећења предмета рада,
- извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра D под дејством силе трења коју производи сама конструкција,
- извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра Е под дејством оптерећења предмета рада који носи хватаљка и
- увлачење клипњача пнеуматских цилиндара D и Е под дејством силе трења коју производи сама конструкција.

Предмети рада због своје масе производе додатно трење које у одређеној мјери утиче на рад дијелова система у којима предмет рада клизи по одређеној површини манипулатора. Ово додатно оптерећење је нарочито уочљиво у прва два подсистема.

Да би се смањило утицај дужине водова ваздуха под притиском опрема је постављена најближе могуће улазу у цилиндар на којем је испитивање и мјерење вршено. Одређивање минималног потребног притиска за покретање неког од актуатора у свим случајевима вршено је у два пролаза:

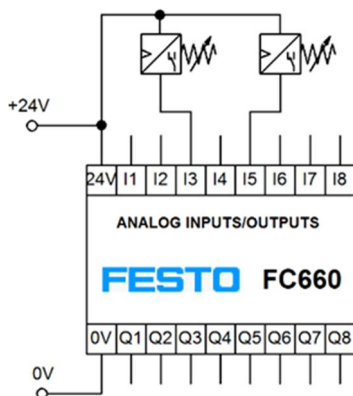
- у првом се кретало од најниже вриједности притиска (0,5 bar), па је иста постепено повећавана док није дошло до појаве тзв. stick-slip ефекта, и
- у другом пролазу се кретало од највише вриједности притиска, типичне за индустријску употребу (6 bar) па је постепено смањивана док није дошло до појаве stick-slip ефекта.

Да би се могао пратити ток испитивања, вриједности су очитаване аутоматски помоћу сензора притиска, ПЛК и рачунара. Додатно, ради провјере, вршено је визуелно очитивање и записивање вриједности са манометра. При мјерењу је коришћена слједећа опрема:

- два механичка регулатора притиска са манометром, произвођача Festo,
- три вентила 5/2, ручно активирани, са забрављивањем, произвођача Festo,
- манометар, произвођача Festo,
- два сензора притиска, произвођача DANFOSS, ознаке MBS 3000 [90],
- PLC, произвођача Festo, ознаке FC660 Standard и
- персонални рачунар.

Како би било могуће снимити рад система и очитати вриједност притиска, написан је програм за ПЛК који прикупља информације са два сензора притиска (сензори мјере апсолутни притисак). Један је повезан на систем, а други мјери атмосферски притисак (заједно представљају диференцијални мјерач притиска). Разлика те двије вриједности даје вриједност надпритиска у систему. ПЛК преко серијске комуникације шаље ту вриједност

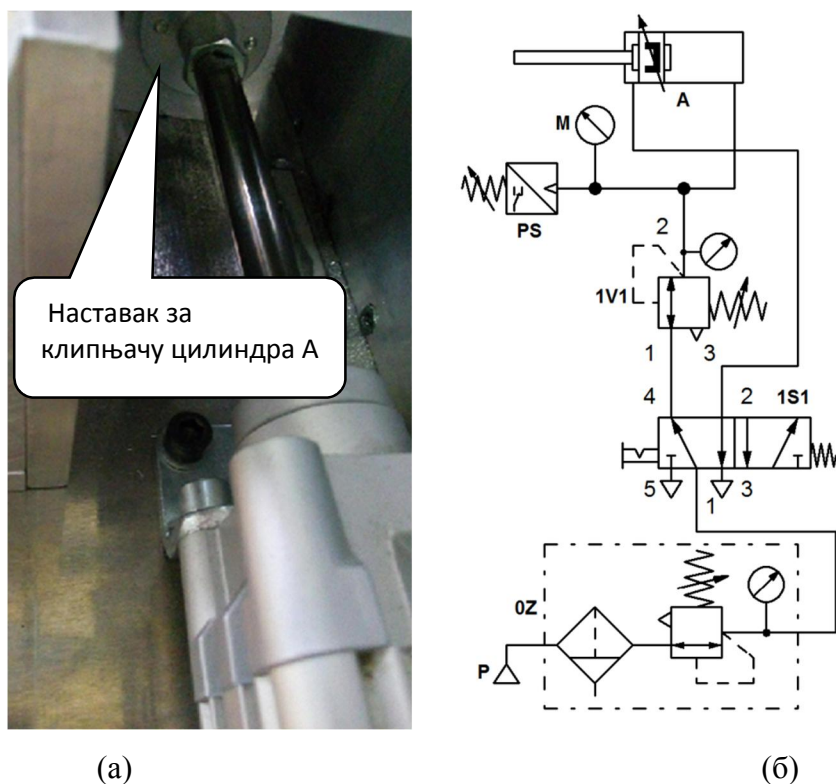
на рачунар, гдје се помоћу софтвера Realterm подаци чувају у формату који је погодан за даљу анализу. Сензори су повезани на аналогне улазе 3 и 5 ПЛК као што је то приказано на слици 6.4.



Слика 6.4 Шема повезивања аналогног улаза

6.1.2.1.1 Цилиндри А и В

Прво испитивање извршено је на цилиндру А. Одређен је минималан потребан притисак за извлачење клипњаче цилиндра тј. при изузимању предмета рада из вертикалног магацина. Отпор при извлачењу клипњаче представља сила трења коју ствара предмет рада, односно вођица клипњаче цилиндра при контакту са подлогом по којој клизи (Слика 6.5.а). Приликом испитивања, цилиндар А је био издвојен од остатка система и повезан на опрему за испитивање као што је приказано на слици 6.5.б. Ознакама 1V1, PS и M представљени су механички регулатор притиска помоћу кога се вршила промјена притиска, сензор притисак за аутоматско читавање тренутне вриједности притиска и манометар за додатно, визуално читавање и праћење тренутне вриједности притиска.



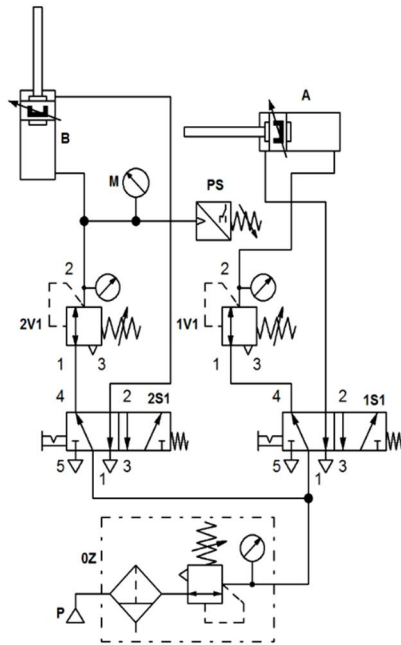
Слика 6.5 (а) Додатно оптерећење приликом извлачења клипњаче цилиндра А – велико трење,
(б) Одређивање минималног притиска потребног за извлачење клипњаче цилиндра А

Наредно испитивање извршено је на цилиндру В (Слика 6.6.а). У овом случају је потребно одредити минимални притисак који је довољан да се држе предмети рада у вертикалном магацину (укупно пет комада пошто је један предмет рада претходно изузет из магацина). Отпор при извлачењу клипњаче цилиндра представља тежина тих пет предмета рада. Регулатор притиска цилиндра А подешен је на претходно одређену вриједност. Цилиндри А и В су били одвојени од остатка система и привремено повезани на опрему за испитивање приказану на слици 6.6.а. У наставку испитивања, испитивано је увлачење клипњаче цилиндра А. У овом случају (Слика 6.6), као и у претходном, потребно је додатно повезати цилиндар В јер је његова улога да придржава пет преосталих предмета рада из вертикалног магацина. Његова клипњача мора бити у извученом положају док се клипњача цилиндра А не увуче (Слика 6.6а). Регулатор притиска на цилиндру В је подешен на претходно одређену вриједност, тако да се клипњача цилиндра А може несметано вратити у почетни, крајњи увучени положај. Отпор при увлачењу клипњаче представља

сила трења коју ствара наставак за клипњачу цилиндра при контакту са подлогом по којој клизи (Слика 6.6.а).



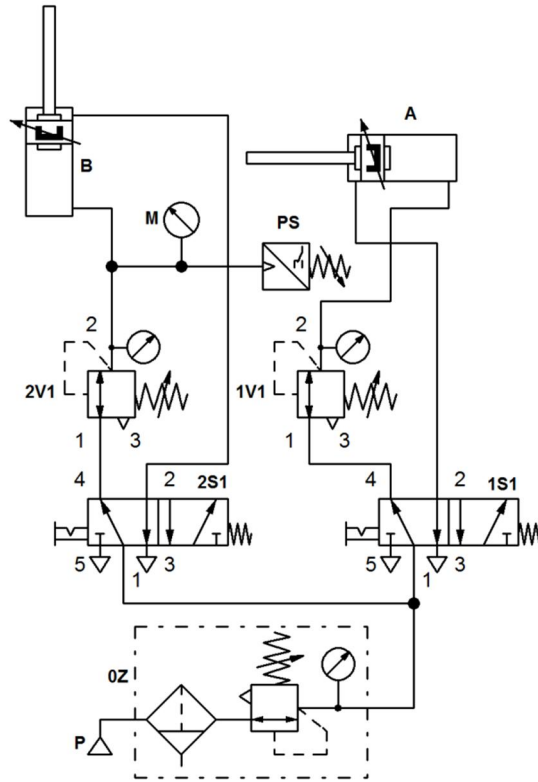
(а)



(б)

Слика 6.6 (а) Држање предмета рада у магацину са клипњачом цилиндра В,
(б) Одређивање минималног потребног притиска за извлачење клипњаче цилиндра В

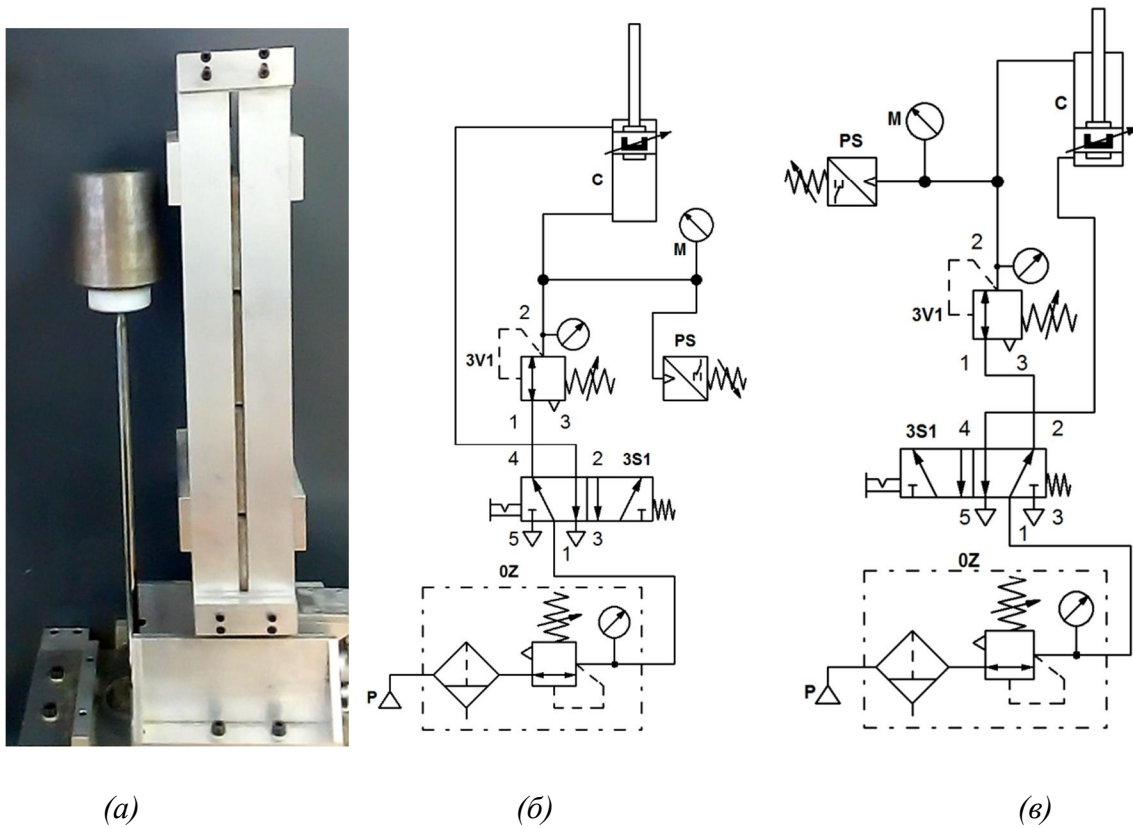
Одређивање минималног потребног притиска код цилиндра В у повратном ходу није потребно јер се клипњача цилиндра под утицајем тежине предмета рада самостално враћа у почетни, крајњи увучени положај.



Слика 6.7 Одређивање минималног притиска за увлачење клипњаче А

6.1.2.1.2 Цилиндар С

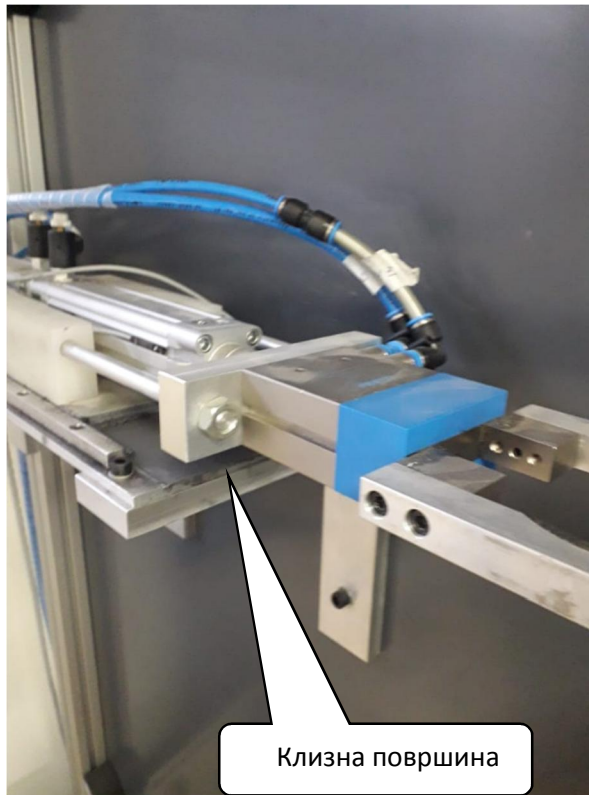
Цилиндар С подиже предмет рада (Слика 6.8 а) на виши ниво приликом извлачења своје клипњаче, а приликом увлачења је без оптерећења. Отпор при извлачењу клипњаче представља тежина једног предмета рада. Овај цилиндар је приликом одређивања минималних потребних сила био одвојен од остатка система и привремено повезан на опрему за испитивање, приказану на слици 6.8 (извлачење клипњаче цилиндра С – слика 6.8 б односно увлачење клипњаче цилиндра С – слика 6.8 в).



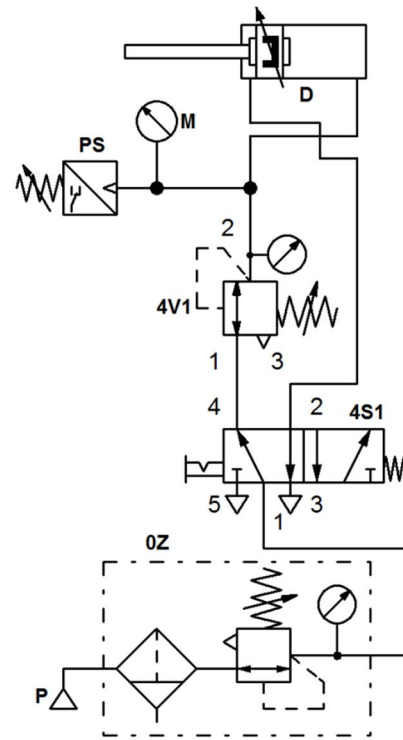
Слика 6.8 (а) Подизање предмета рада, (б) одређивање минималног притиска за извлачење цилиндра С, (в) Одређивање минималног притиска потребног за увлачење клипњаче цилиндра С

6.1.2.1.3 Цилиндри D и E

За одређивање минималног притиска потребног за извлачење клипњаче цилиндра D, цилиндар је одвојен од остатка система и привремено повезан на опрему за испитивање приказану на слици 6.9 б. Отпор при извлачењу клипњаче представља сила трења коју ствара вођица клипњаче цилиндра при контакту са подлогом по којој клизи (Слика 6.9 а).



(а)



(б)

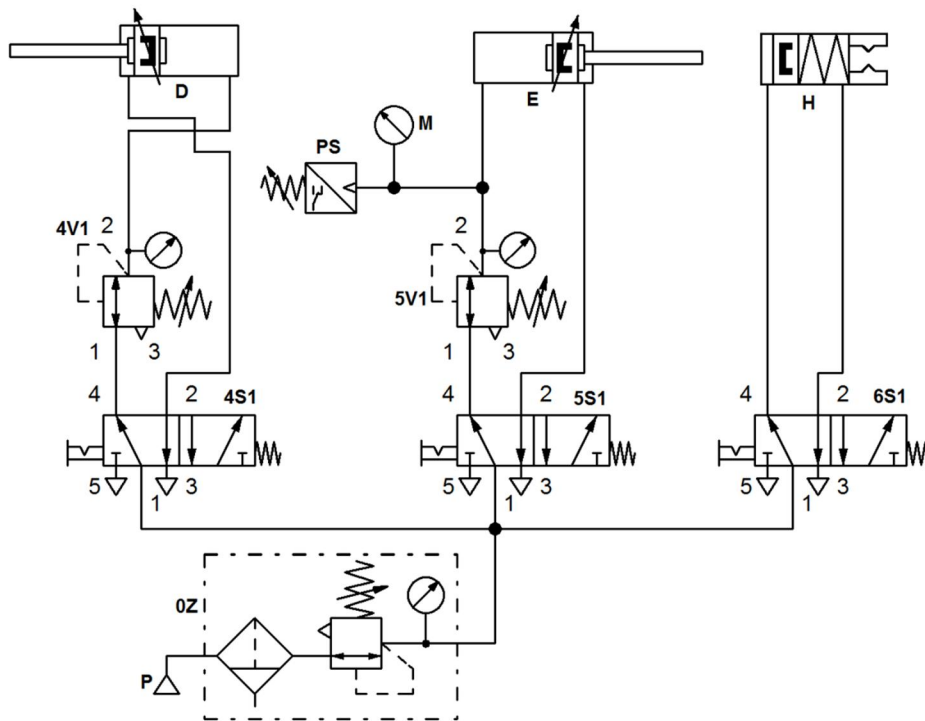
Слика 6.9 (а) Додатно оптерећење приликом извучења клипњаче цилиндра D – велико трење, (б) Одређивање минималног притиска потребног за извлачење клипњаче цилиндра D

У наредном кораку, извршено је одређивање минималног притиска потребног за извлачење клипњаче цилиндра E . У том случају, клипњача цилиндра D је извучена, а хваталка затворена, односно предмет рада је ухваћен (Слика 6.10). Отпор при извлачењу клипњаче представља сила трења коју ствара вођица клипњаче цилиндра при контакту са подлогом по којој клизи као и тежина предмета рада, односно хваталке (Слика 6.9).



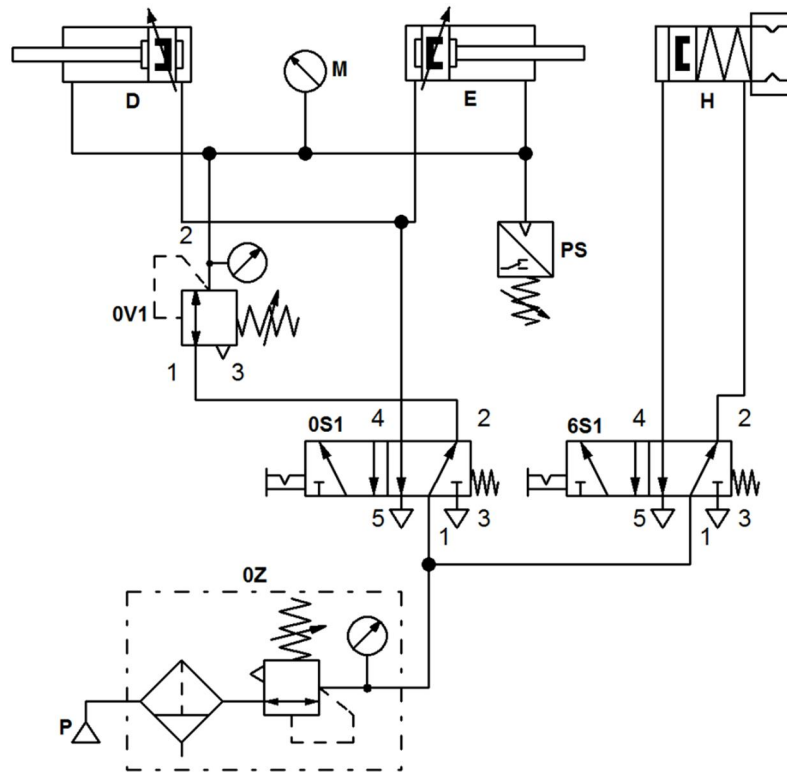
Слика 6.10 Извлачење клипњаче пнеуматског цилиндра Е – премјештање предмета рада ка врху магацина

Да би се одредио поменути притисак, цилиндри D и Е и хватаљка H одвојени су од остатка система и привремено повезани на опрему за испитивање приказану на слици 6.11.



Слика 6.11 Одређивање минималног притиска потребног за извлачење цилиндра Е

У последњем кораку, одређен је минимални притисак неопходан за увлачење клипњача цилиндара D и E. Како се клипњаче поменутих цилиндара у нормалном режиму рада увлаче у почетни, крајњи увучени положај истовремено, они су одвојени од остатка система и повезани на опрему приказану на слици 6.12. Поред цилиндара, повезана је и хватаљка која је у овом случају отворена (отпуштен је предмет рада) и чија тежина, уз силу трења коју стварају вођице клипњача цилиндара при контакту са подлогом по којој клизе, представља отпор.



Слика 6.12 Одређивање минималног притиска потребног за увлачење клипњача цилиндара D и E

6.1.2.1.4 Резултати и дискусија

Минималан улазни притисак потребан за извлачење клипњаче цилиндра A једнак је 3,88 bar, а минимална потребна сила 312,05 N. Добијена гранична вриједност приказана је на графику 6.1. График приказује како је притисак постепено повећаван (у случају када је

рад започет са минималном вриједношћу – плава крива линија) односно смањиван (у случају када је рад започет са максималном вриједношћу – наранџаста крива линија) у одређеном броју покушаја. За сваку вриједност установљено је понашање система и одређено је, са двије стране, при којој вриједности притиска долази до појаве stick-slip ефекта. То важи и за графике 6.1-6.8.

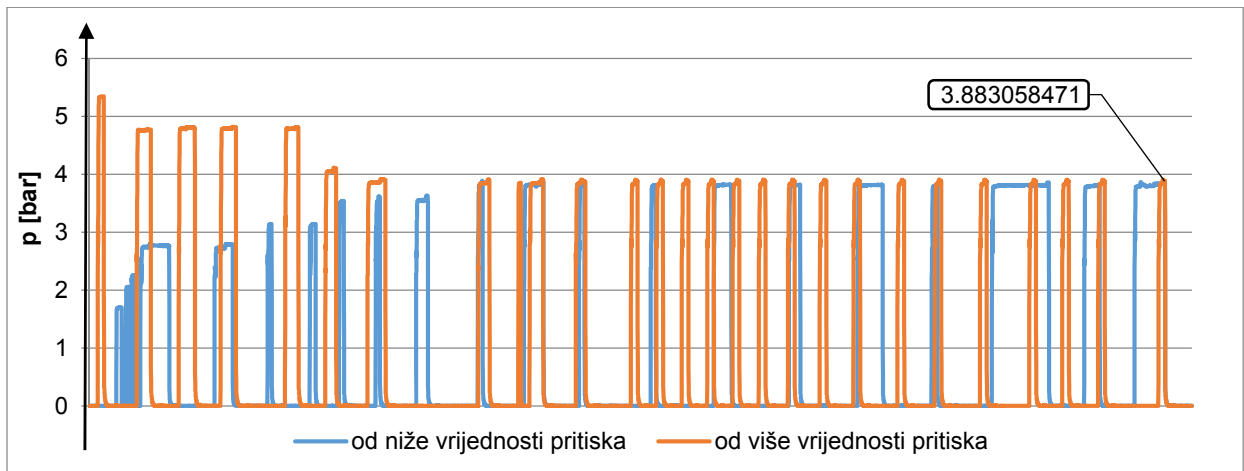


График 6.1 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра А

Минималан улазни притисак потребан за увлачење клипњаче цилиндра А једнак је 2,14 bar, а минимална потребна сила 172,11 N. Добијена вриједност приказана је на графику 6.2.

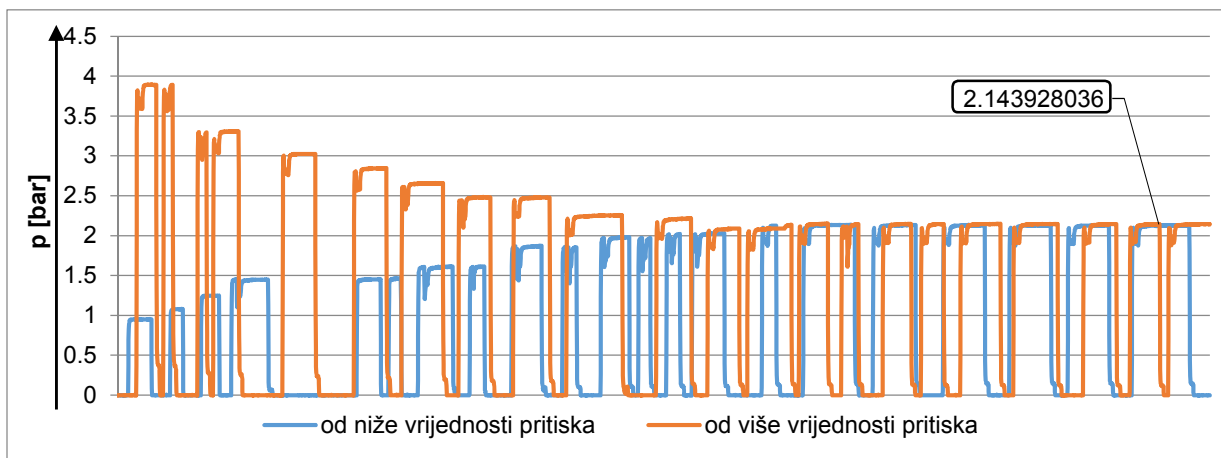


График 6.2 Одређивање граничне вриједности притиска приликом увлачења клипњаче цилиндра А

Минималан улазни притисак потребан за извлачење клипњаче цилиндра В једнак је $2,03 \text{ bar}$, а минимална потребна сила $163,26 \text{ N}$. Добијена вриједност приказана је на графику 6.3.



График 6.3 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра В

Минималан улазни притисак потребан за извлачење клипњаче цилиндра С једнак је $1,05 \text{ bar}$, а минимална потребна сила $84,44 \text{ N}$. Добијена вриједност приказана је на графику 6.4.

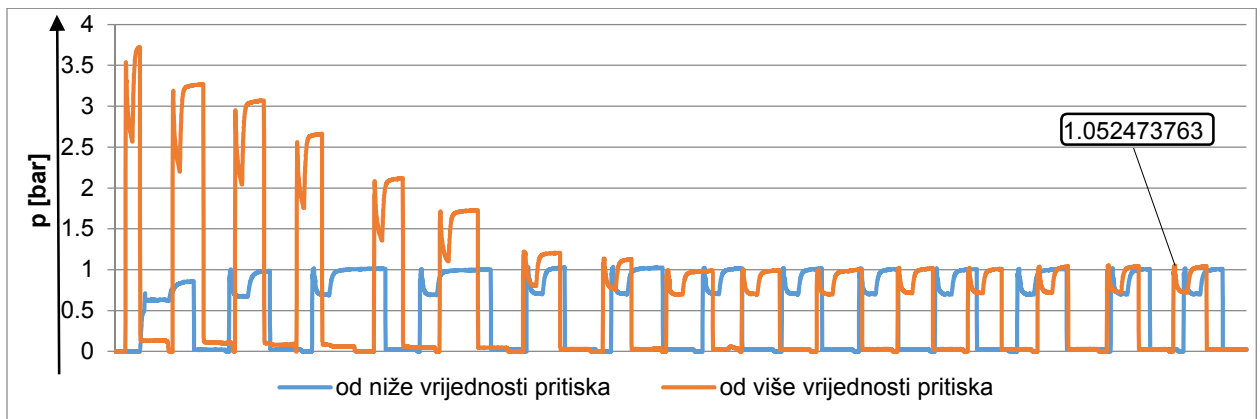


График 6.4 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра С

Минималан улазни притисак потребан за увлачење клипњаче цилиндра С једнак је $0,60 \text{ bar}$, а минимална потребна сила $48,25 \text{ N}$. Добијена вриједност приказана је на графику 6.5.

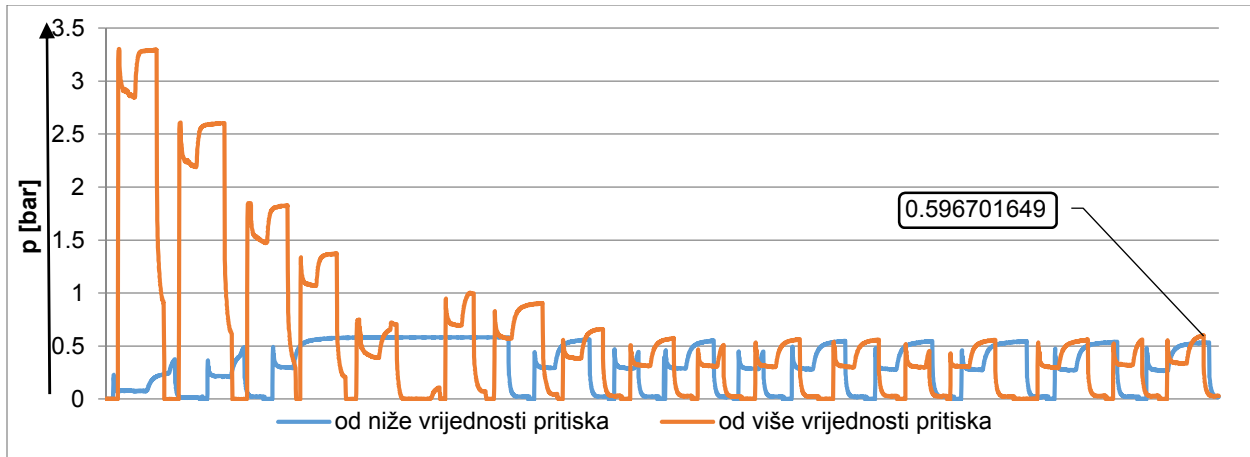


График 6.5 Одређивање граничне вриједности притиска приликом увлачења клипњаче цилиндра С

Минималан улазни притисак потребан за извлачење клипњаче цилиндра D једнак је 1,40 bar, а минимална потребна сила 112,59 N. Добијена вриједност приказана је на графику 6.6.

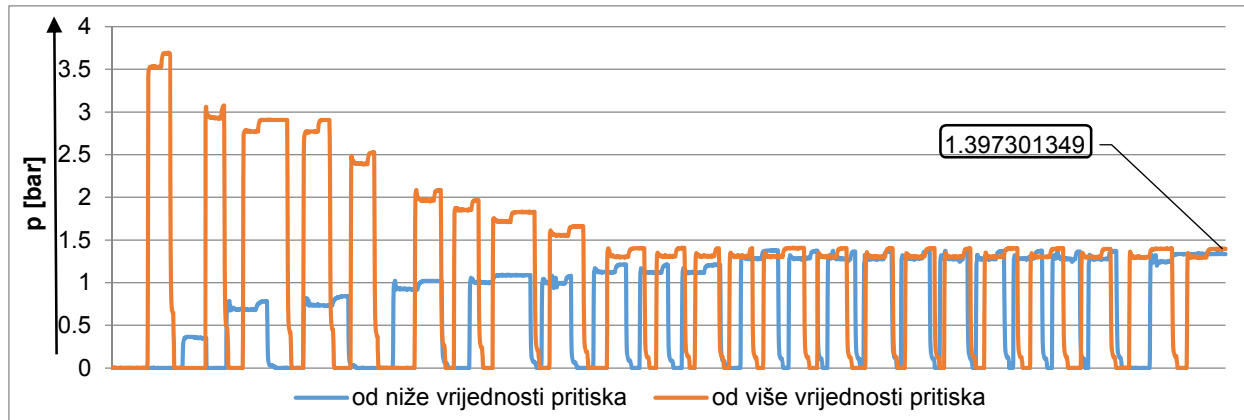


График 6.6 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра D

Минималан улазни притисак потребан за извлачење клипњаче цилиндра E једнак је 1,48 bar, а минимална потребна сила 119,02 N. Добијена вриједност приказана је на графику 6.7.

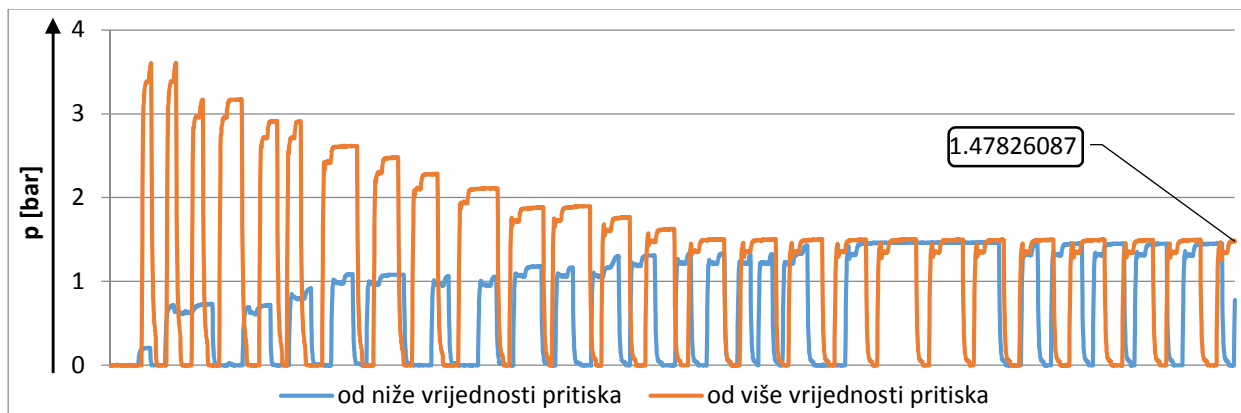


График 6.7 Одређивање граничне вриједности притиска приликом извлачења клипњаче цилиндра E

Минималан улазни притисак потребан за истовремено увлачење клипњача цилиндара D и E једнак је 1,93 bar, а минимална потребна сила 155,22 N. Добијена вриједност приказана је на графику 6.8.

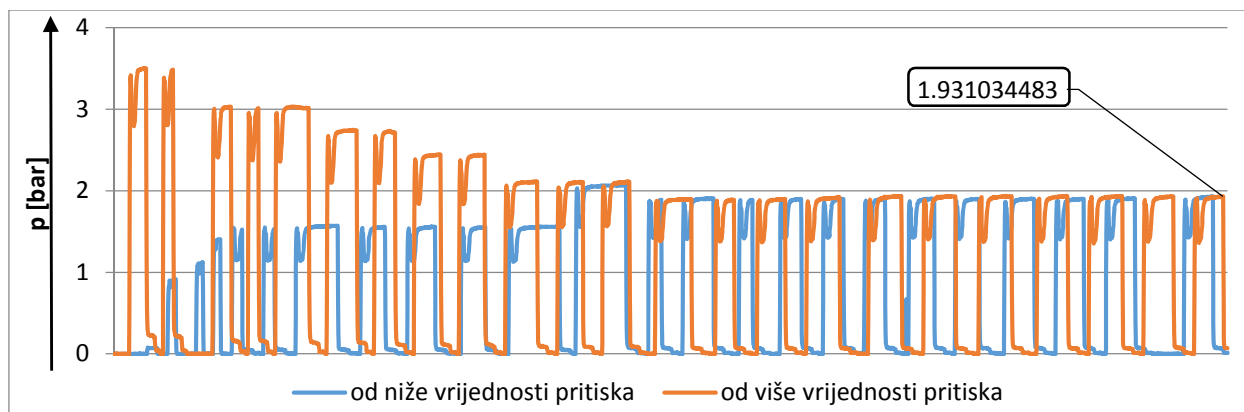


График 6.8 Одређивање граничне вриједности притиска приликом увлачења клипњача цилиндара D и E

Ради лакше прегледности, у табели 6.1 приказана је упоредна анализа резултата добијених првим експериментом.

Табела 6.1 Минималне вриједности притисака потребне за погон манипулатора

Компонента	Операција рада	Гранична вриједност притиска [бар]
Цилиндар А	Извлачење клипњаче	3,88
	Увлачење клипњаче	2,14
Цилиндар В	Извлачење клипњаче	2,03
	Увлачење клипњаче	-
Цилиндар С	Извлачење клипњаче	1,05
	Увлачење клипњаче	0,60
Цилиндар Д	Извлачење клипњаче	1,40
	Увлачење клипњаче	1,93
Цилиндар Е	Извлачење клипњаче	1,48
	Увлачење клипњаче	1,93

Због сигурности рада система а ако се у обзир узме и грешка читавања, као минималне вриједности притисака потребне за погон манипулатора усвајају се вриједности приказане у табели 6.2. Тако је, на примјер, за извлачење клипњаче цилиндра А усвојена вриједност 4 *bar*.

Да би се обезбиједио континуалан рад манипулатора, на улазу у систем потребно је обезбиједити вриједност притиска већу или једнаку максималној граничној вриједности из табеле 6.2. Јасно је да је то вриједност која је потребна да би се клипњача цилиндра А извукла односно вриједност од 4 *bar*. На тај начин дефинисана је минимална вриједност притиска на улазу у систем са којом манипулатор може да ради без застоја.

Табела 6.2 Усвојене вриједности притисака потребне за погон манипулатора

Компонента	Операција рада	Гранична вриједност притиска [бар]
Цилиндар А	Извлачење клипњаче	4
	Увлачење клипњаче	2,3
Цилиндар В	Извлачење клипњаче	2,2
	Увлачење клипњаче	-
Цилиндар С	Извлачење клипњаче	1,2
	Увлачење клипњаче	0,8
Цилиндар Д	Извлачење клипњаче	1,6
	Увлачење клипњаче	2,1
Цилиндар Е	Извлачење клипњаче	1,6
	Увлачење клипњаче	2,1

6.1.3 РЕКУПЕРАЦИЈА ИСКОРИШЋЕНОГ ВАЗДУХА ПОД ПРИТИСКОМ

Након одређивања минималних потребних притисака за покретање манипулатора, формиран је нови систем ваздуха под притиском за рекуперацију искоришћеног ваздуха под притиском. То је остварено коришћењем додатног резервоара у коме се прикупља искоришћени ваздух, умјесто избацивања у атмосферу. Услов који је потребно испунити је да се ваздух у додатном резервоару може прикупљати искључиво ако не угрожава рад

основног система [84]. Поред тога, новоформиран систем треба да буде довољно једноставан како за примјену, тако и за управљање.

6.1.3.1 ОСНОВНА ИДЕЈА И РАЗВОЈ НОВОГ СИСТЕМА

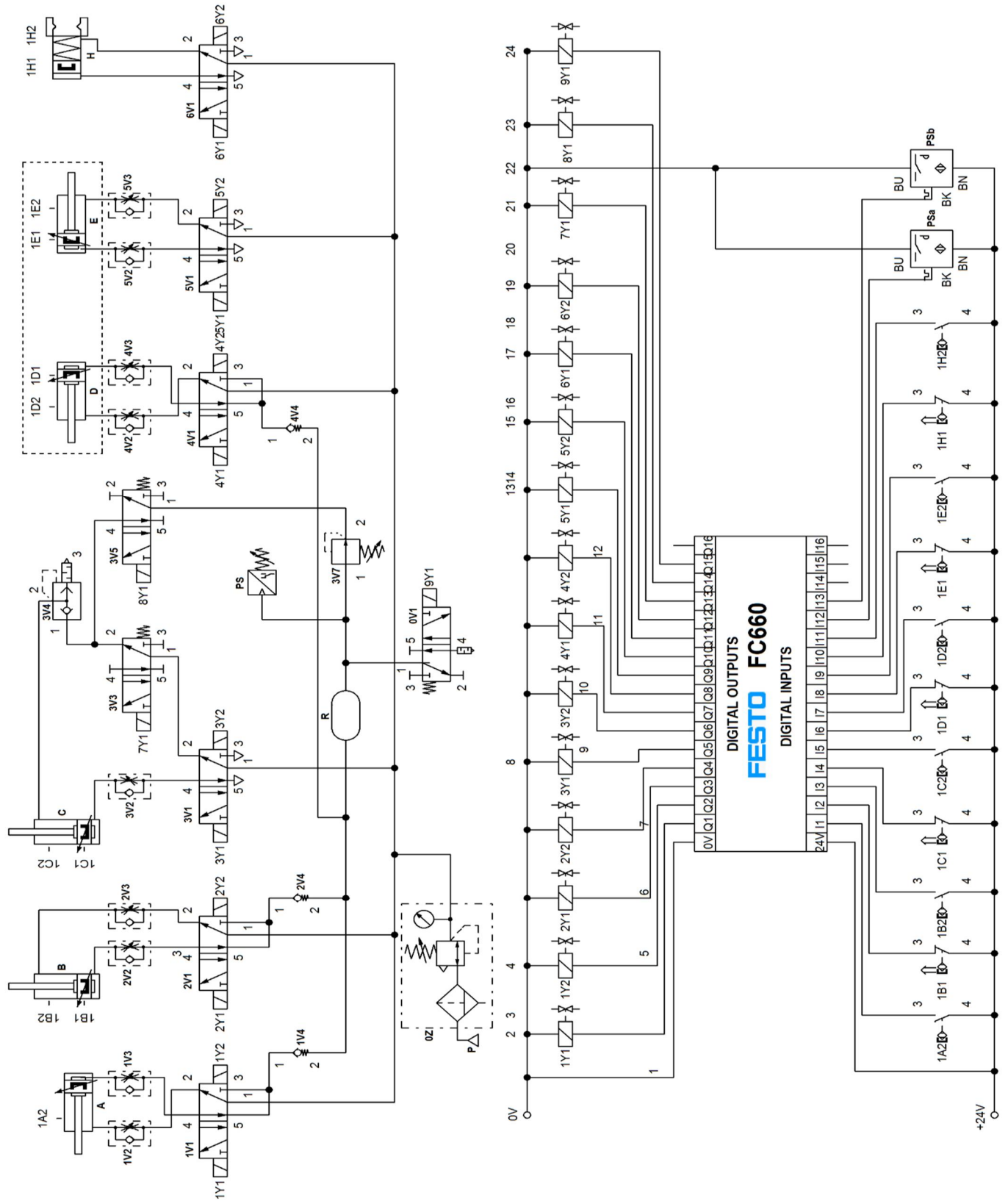
Није тешко закључити да је вертикално постављени цилиндар С, због дужине хода, највећи потрошач ваздуха под притиском, а притом су, као што је показано у табели 6.1, за његово покретање (извлачење и увлачење клипњаче) потребне ниске вриједности притиска односно најмање силе. Због тога је одређено да се сакупљени ваздух из резервоара корисити за увлачење клипњаче пнеуматског цилиндра С а да се ваздух у резервоар прикупља из пнеуматских цилиндара А, В и D током цјелокупног радног циклуса манипулатора. Приликом експерименталног испитивања, улазна вриједност притиска у систем подешена је на 6 *bar*-а. Идеја је да се притисак постепено спушта до минималне могуће вриједности од 4 *bar*-а.

Главна промјена у односу на основни систем ваздуха под притиском, код система са рекуперацијом искоришћеног ваздуха под притиском извршена је код цилиндра С. Наиме, приликом реализације основног система ваздуха под притиском, за регулацију протока односно брзине кретања клипњаче цилиндра искоришћена су два пригушно-неповратна вентила и то тако да се пригушује ваздух који се испушта у атмосферу (Meter-out control). Због специфичности реализације коришћења прикупљеног ваздуха односно додавања нових разводних вентила, било је потребно уградити и један брзоиспусни вентил који се ставља у функцију приликом извлачења клипњаче цилиндра односно приликом подизања предмета рада. Експерименталним испитивањем установљено је да се, коришћењем само брзоиспусног вентила, клипњача цилиндра извлачи великом брзином и да предмет рада искаче из носача који је повезан на врх клипњаче што доводи до неправилног рада и застоја у раду система. Овај проблем је ријешен преласком на пригушење улазног ваздуха у клипну комору цилиндра (Meter-in control). Финална пнеуматска управљачка шема приказана је и детаљно описана у 6.1.3.1.1.

6.1.3.1.1 Пнеуматска управљачка шема са рекуперацијом искоришћеног ваздуха

Циљ овог експеримента је формирање система ваздуха под притиском који је енергетски ефикаснији од почетног систем. То је омогућено увођењем додатног резервоара за прикупљање искоришћеног ваздуха и његово поновно коришћење.

Пнеуматска управљачка шема са рекуперацијом искоришћеног ваздуха, заједно са шемом повезивања улаза и излаза PLK приказана је на слици 6.13. У односу на основну управљачку шему (Слика 6.3), додато је неколико елемената. Први додати елемент је резервоар R за скупљање искоришћеног ваздуха под притиском, запремине 30 l. До резервоара се, преко двије T рачве, доводи искоришћени ваздух од цилиндара A, B и D. Да би се спријечио повратак ваздуха из резервоара ка поменутиим цилиндрима, на сваки вод уграђени су неповратни вентили: 1V4, 2V4 и 4V4. На изласку из резервоара постављен је један моностабилни, електрично активиран 5/2 разводни вентил, 0V1, ознаке VUVS-L20-M52-MD-G18-F7-1C1, произвођача Festo, од кога је блокирањем излаза направљен 2/2 вентил и који се активира само у случају да вриједност притиска у резервоару достигне 53% од вриједности улазног притиска [73]. Даље, постављен је и један сензор притиска PS, ознаке SDE3-V1S-B-HQ4-2P-M8, произвођача Фесто, са кога се добија информација о стању притиска у додатном резервоару која је од суштинског значаја за управљање датим системом. Поред тога, у наставку истог вода, постављен је и регулатор притиска 3V7 који се користи за подешавање минималне вриједности притиска потребне за повратни ход клипњаче цилиндра C. Између цилиндра C и њему припадајућег командног разводника, постављени су брзоиспусни вентил 3V4, кроз који се ваздух испушта у атмосферу приликом извлачења клипњаче, те два моностабилна, електрично активирана 5/2 разводна вентила 3V3 и 3V5, ознаке VUVS-L20-M52-MD-G18-F7-1C1, произвођача Festo, од којих су блокирањем направљени 2/2 вентили. Вентил 3V3 се активира само у случају када се повратни ход клипњаче цилиндра C обавља ваздухом под притиском који долази директно са извора напајања. У том случају притисак у резервоару је испод минималне вриједности. Вентил 3V5 се активира само у случају када се повратни ход клипњаче цилиндра C обавља ваздухом под притиском који долази из додатног резервоара. У том случају притисак у резервоару је у одговарајућим границама.



Слика 6.13 Пнеуматска управљачка шема са рекуперацијом искоришћеног ваздуха

6.1.3.2 РЕЗУЛТАТИ И ДИСКУСИЈА

Мјерење потрошње ваздуха под притиском обављено је коришћењем лабораторијског уређаја под називом Air Vox [92], произвођача Festo. Уз уређај се испоручује и софтверски пакет под називом MSR који омогућава преузимање снимљених података у персонални рачунар у табеларном и графичком облику.

Мјерење потрошње основног система обављено је на следећи начин:

- Air Vox је постављен одмах након припремне групе, односно на улаз у систем и повезан на одговарајући начин.
- Притисак у систему подешен је на 6 bar.
- Манипулатор је пуштен у рад тако да је произвољно дефинисано да при једном мјерењу одради 10 радних циклуса.
- Подаци су снимљени на Air Vox а затим пребачени у персонални рачунар у табеларном (.csv fajl) и графичком (.jpg fajl) облику.
- На поменутих графицима приказан је проток ваздуха под притиском у Nl/m (означен црвеном кривом линијом) и притисак у систему односно на улазу у Air Vox (означен плавом линијом), који се изражава као апсолутни притисак.
- Израчуната је укупна потрошња ваздуха под притиском за једно мјерење коришћењем формуле (6.1):

$$Q = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^n (t_i - t_{i-1}) (q_i + q_{i-1}) \quad (6.1)$$

гдје је Q укупна потрошња ваздуха у Nl , t_i вријеме мјерења у секундама, t_{i-1} претходно вријеме мјерења, q_i проток ваздуха у t_i изражен у Nl/min а q_{i-1} проток ваздуха у t_{i-1} изражен у Nl/min . Након тога, дијелењем са бројем циклуса израчуната је потрошња ваздуха под притиском за један радни циклус.

- Мјерење је поновљено пет пута а затим је, као референта вриједност, узета аритметичка средина свих измјерених вриједности. Одступање свих резултата од референтне вриједности је занемарљиво мало.

Резултати мјерења потрошње манипулатора за основни циклус (један примјер од пет измјерених) приказани су на графику 6.9. Ради лакшег разумијевања на графику је посебно истакнут један циклус рада манипулатора црним правоугаоним обликом. Просјечна потрошња ваздуха под притиском за један циклус једнака је 12,14 Nm.

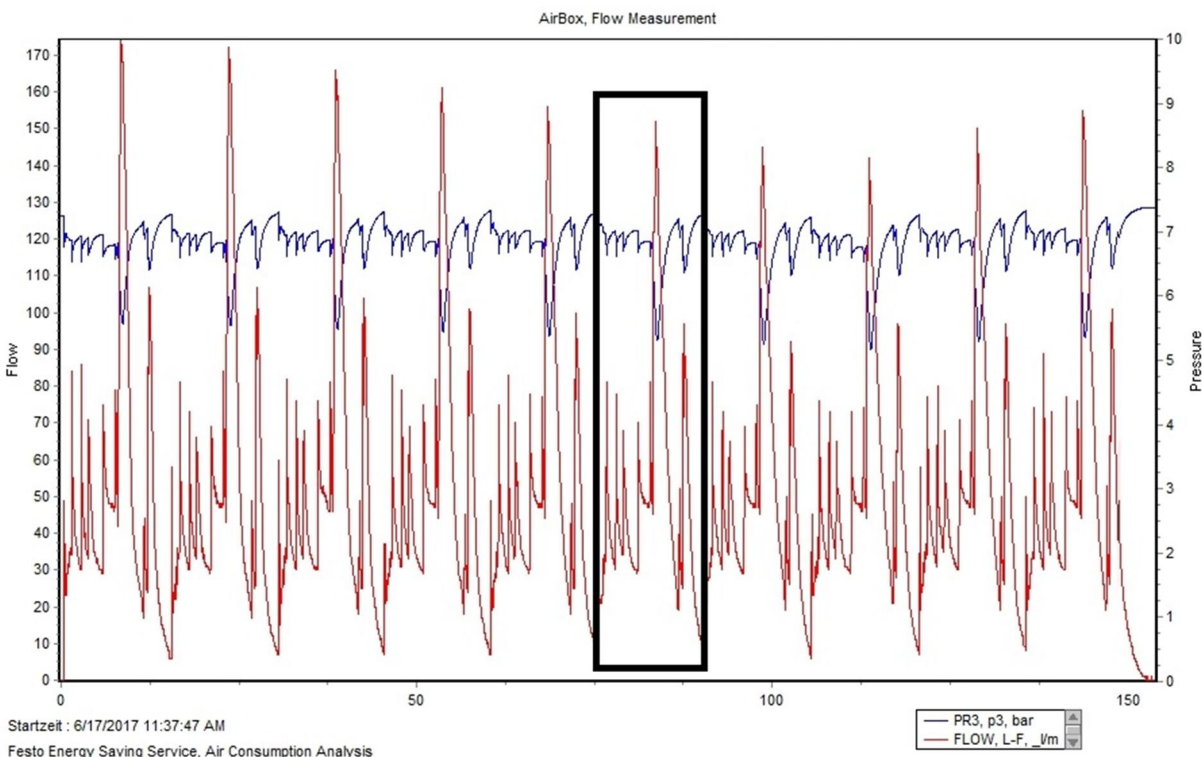


График 6.9 Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за основни систем

Други корак било је мјерење потрошње система са рекулацијом искоришћеног ваздуха за потребе повратног хода клипњаче пнеуматског цилиндра С. Анализирана су два случаја:

- када је вриједност притиска на улазу у систем једнака 6 bar и
- када је вриједност притиска на улазу у систем једнака 4 bar (у складу са резултатима који су добијени првим експериментом).

У оба случаја манипулатор је пуштен у рад тако да је произвољно дефинисано да при једном мјерењу одради 10 радних циклуса. Израчунавање потрошње ваздуха под притиском и одређивање референтне вриједности урађени су на потпуно исти начин као и у случају основног система (без рекулације).

Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за систем са рекулацијом искоришћеног ваздуха за потребе повратног хода клипњаче пнеуматског цилиндра С (један примјер од пет измјерених), са улазним притиском од 6 bar, приказани су на графику 6.10. На исти начин, као и на претходно приказаном графику, ради лакшег разумијевања посебно је истакнут један циклус рада манипулатора црним правоугаоним обликом. Просечна потрошња ваздуха под притиском за један циклус једнака је 9,43 NI. На овај начин остварена уштеда од укупно 2,71 NI по једном радном циклусу манипулатора односно приближно 22% од укупне потрошње чиме се потврђује теза да се на овај начин добија енергетски ефикаснији систем од стандардног.

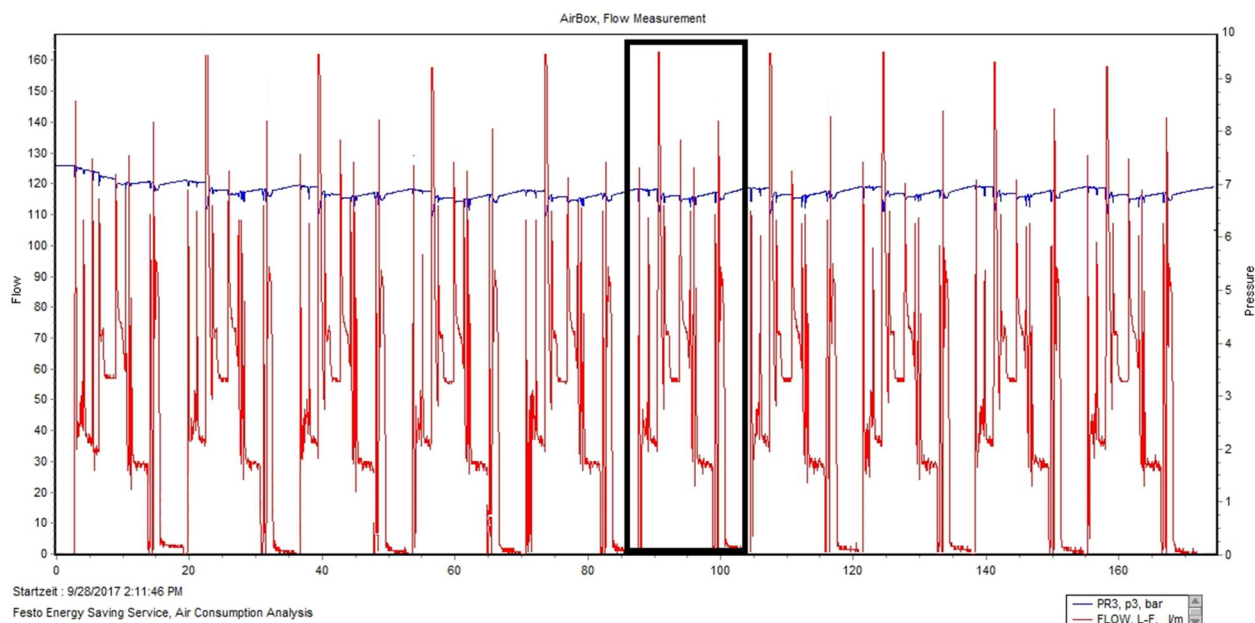


График 6.10 Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за систем са рекулацијом искоришћеног ваздуха при улазном притиску од 6 bar

Резултати мјерења потрошње манипулатора за систем са рекулацијом искоришћеног за потребе повратног хода клипњаче пнеуматског цилиндра С (један примјер

од пет измјерених), са улазним притиском од 4 bar, приказани су на графику 6.11. На исти начин, као и на претходно приказаном графику, ради лакшег разумијевања посебно је истакнут један циклус рада манипулатора црним правоугаоним обликом. Просјечна потрошња ваздуха под притиском за један циклус једнака је 7,60 NI. У односу на основни, почетни пнеуматски управљачки систем, ако су у обзир узму и минимални потребни притисци за покретање манукулатора (који су одређени при првом експерименту), укупна потрошња ваздуха под притиском смањена је за 4,54 NI по једном радном циклусу манипулатора односно приближно 37% од укупне потрошње чиме се потврђује теза да се на овај начин, системским прилазом, добија значајно енергетски ефикаснији систем од стандардног.

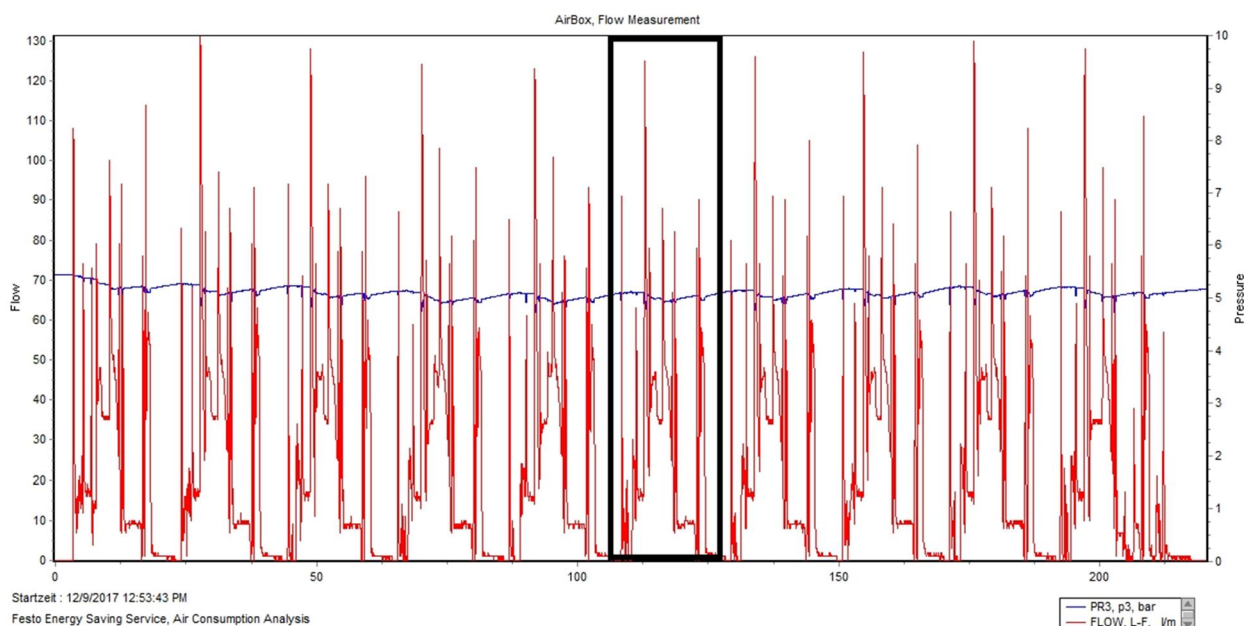


График 6.11 Резултати мјерења потрошње ваздуха под притиском за систем са рекуперацијом искоришћеног ваздуха при улазном притиску од 4 bar

Оно што је од круцијалног значаја за рекуперацију искоришћеног ваздуха је стање ваздуха под притиском у резервоару јер од њега зависи цјелокупна управљачка структура. Већ је претходно утврђено, у раду [73], да притисак у резервоару не смије достићи максималну вриједност од 53% улазне вриједности да се не угрозе динамичке карактеристике система. У датом случају, то су вриједности 3,18 bar (када је улазни

притисак у систем једнак 6 *bar*) и 2,12 *bar* (када је улазни притисак у систем једнак 4 *bar*). У случају прекорачења дате вриједности, потребно је укључити додатни вентил 0V1 (управљачка шема са слике 6.13) и испустити одређену количину ваздуха у атмосферу што представља губитак енергије.

Како се ваздух из додатног резервоара користи за повратни ход клипњаче вертикално постављеног пнеуматског цилиндра С а како је претходним експериментом утврђено да је минимални потребни притисак за то једнак 0,8 *bar* (табела 6.2), идеја је да се коришћење ваздуха из додатног резервоара започне управо на тој вриједности. Експериментално је утврђено да систем не ради поуздано на вриједностима мањим од 1,2 *bar* и да се понекад јавља застој приликом повратка клипњаче пнеуматског цилиндра С у почетни, крајњи увучени положај, а самим тим и застој у раду цијелог система. Ове разлике могу се приписати појави додатних оптерећења која се јављају приликом спрегнутог рада цјелокупног система, а већ је претходно речено да су минимални потребни притисци за покретање неког од актуатора одређивани на тај начин што је систем био подијељен на мање цјелине и што је сваки дио посматран засебно. Те вриједности узете су управо као полазне тачке при реализацији новог, енергетски ефикаснијег система и додатно су кориговане експерименталним путем. Према томе, одређене су граничне вриједности притиска ваздуха у додатном резервоару и оне су једнаке:

- доња гранична вриједност (након чијег достизања започиње коришћење прикупљеног ваздуха за покретање повратног хода клипњаче пнеуматског цилиндра С) – 1,2 *bar* и
- горња гранична вриједност (након чијег достизања би се извршило испуштање одређене количине ваздуха из резервоара у атмосферу како би се притисак држао унутар опсега) – 2,12 *bar* (у случају када је улазни притисак у систем једнак 4 *bar*) односно 3,18 *bar* (у случају када је улазни притисак у систем једнак 6 *bar*).

Посматрање промјене ваздуха под притиском у додатном резервоару обављено је кроз 60 радних циклуса манипулатора и сваки пут је забиљежена вриједност на крају једног циклуса. Поступак је поновљен 3 пута, а затим је извршена упоредна анализа резултата и закључено је да је одступање од референтне вриједности минимално. Промјена притиска у

додатном резервоару приказана је на графицима 6.12 (у случају када је притисак у систему 6 bar) и 6.13 (у случају када је притисак у систему 4 bar). Важно је напоменути да је прије почетка извршења првог циклуса резервоар био потпуно празан.

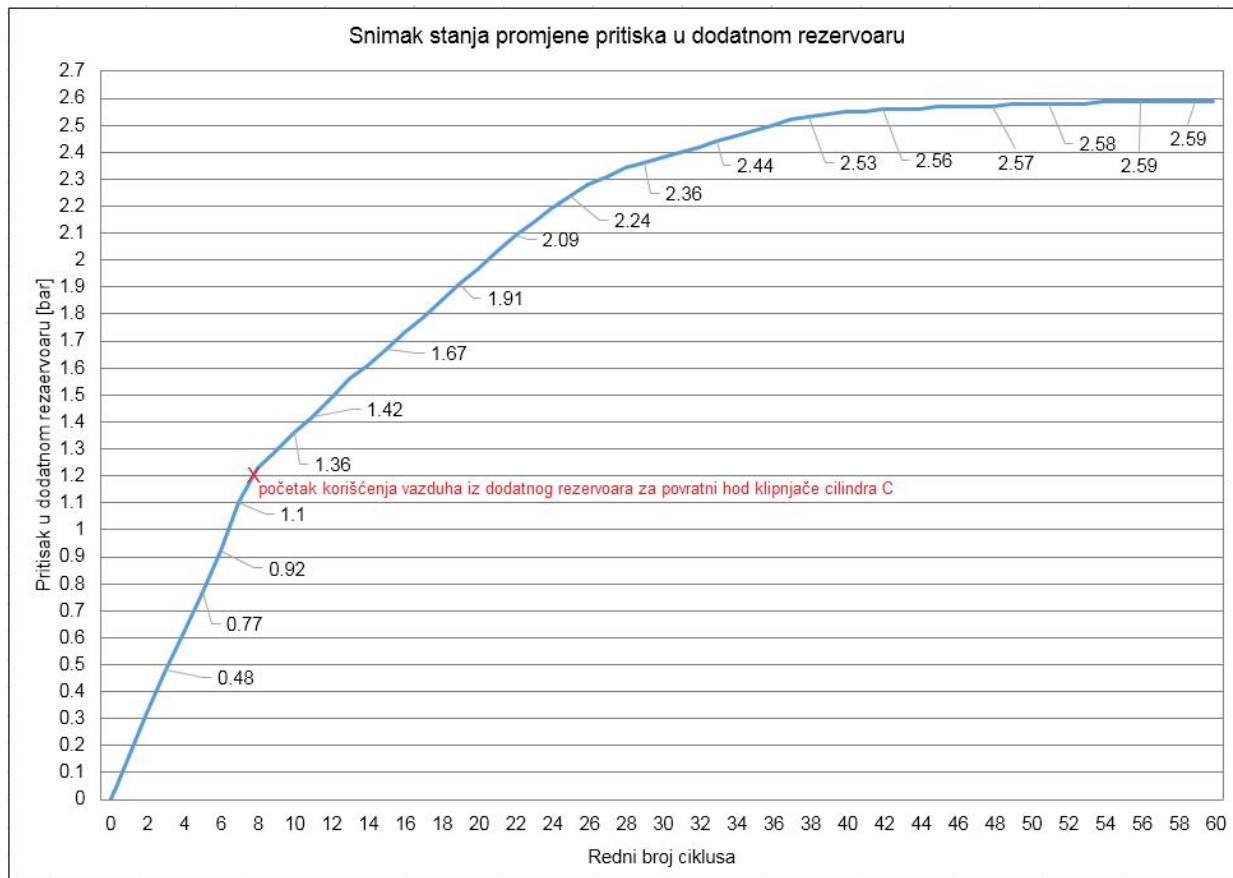


График 6.12 Снимак стања у додатном резервоару када је улазни притисак 6 бар

Оно што се може примјетити са графика 6.12 јесте да је у почетку прираштај притиска у додатном резервоару (када нема коришћења ваздуха из додатног резервоара, односно до 9. циклуса) јако велики (приближно 0,14 bar по циклусу), а да се затим (када крене поновно коришћење ваздуха из додатног резервоара за повратни ход клипњаће пнеуматског цилиндра C) исти постепено смањује (од приближно 0,6 bar по циклусу око 20. циклуса па све до 0,03 bar и мање по циклусу послје 50. циклуса).

Са графика 6.13 види се да је у почетку прираштај притиска у додатном резервоару (када нема коришћења односно до 14. циклуса) јако велики (приближно 0,11 bar по

циклусу), а да се затим (када крене поновно коришћење ваздуха из додатног резервоара) исти постепено смањује (од приближно 0,5 bar по циклусу око 20. циклуса па све до 0,01 bar и мање по циклусу после 50. одрађеног циклуса).

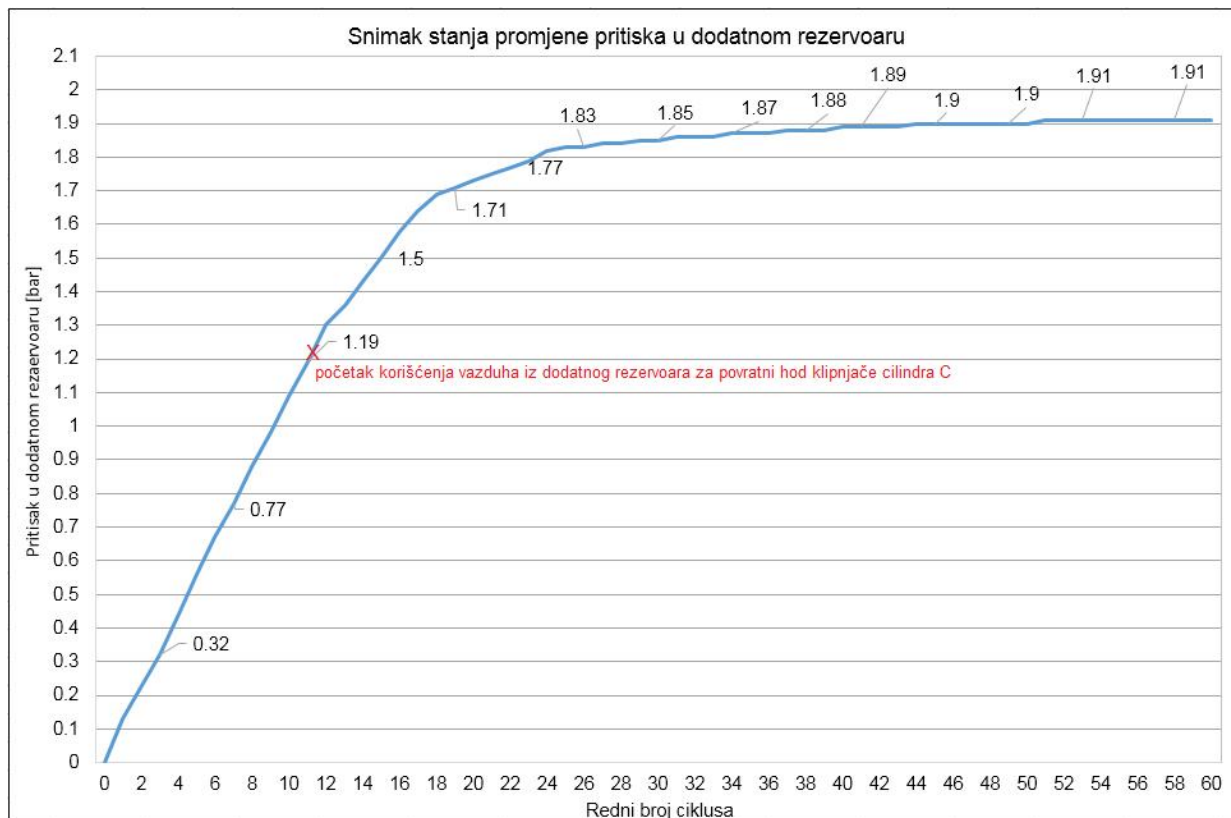


График 6.13 Снимак стања у додатном резервоару када је улазни притисак 4 бар

На претходно описани начин, системским прилазом, добијен је енергетски ефикасан пнеуматски систем, јер притисак у резервоару ни у једном случају не прелази горњу границу и нема потребе за испуштањем прикупљеног ваздуха. При томе, нису нарушене динамичке карактеристике система и манипулатор ради без било каквог застоја.

Анализом времена трајања радног циклуса закључено је следеће: у случају основног циклуса рада просјечно вријеме трајања једног циклуса је 14,9 s. Код система са рекуперацијом ваздуха под притиском, када је улазни притисак 6 bar, просјечно вријеме трајања једног циклуса је 16,7 s што значи да је укупно вријеме трајања циклуса у односу на основни повећано за 1,8 s или 12%. Разлог томе је што се у првом случају клипњача цилиндра С увлачи коришћењем ваздуха директно са извора напајања (притисак 6 bar) а у

другом ваздухом из додатног резервоара (притисак у границама између 1,2 *бар* и 1,9 *бар*). Поред тога, као што је већ објашњено у 6.1.4.1, код цилиндра С промијењен је и начин пригушења ваздуха (Meter-in control уместо Meter-out control). Код система са рекуперацијом ваздуха под притиском, када је улазни притисак 4 *бар*, просјечно вријеме трајања једног циклуса је 20,8 s што значи да је укупно вријеме трајања циклуса у односу на основни повећано за 5,9 s или 39%. Разлог томе је свакако промјена улазног притиска. Уколико се као главни критеријум узме уштеда енергије ваздуха под притиском, закључује се да је примјена овог приступа сасвим оправдана, што је експериментално и потврђено.

6.1.3.2.1 Економска анализа

Када се примјени рекуперација ваздуха под притиском за експериментални модел на притиску у систем од 6 *бар* могуће је уштедети 2,71 Nl по једном циклусу рада који траје 16,7 секунди (215,6 циклуса за 1 сат), а на притиску 4 *бар* могуће је уштедети 4,54 Nl по једном циклусу рада који траје 20,8 секунди (173,06 циклуса за 1 сат). За овај прорачун узима се да је производна цијена ваздуха под притиском 0,03 €/m³. Уштеда ваздуха за 1 сат рада се рачуна по образцу:

$$U_{\text{штеда за 1 сат}} = (\text{Број циклуса за 1 сат}) \cdot (U_{\text{штеда за 1 циклус}}) \cdot (\text{Цијена ваздуха}) \quad (6.2)$$

Према (6.2) се израчунава уштеда у еврима (€) за 1 сат рада манипулатора:

$$U_{\text{штеда за 1 сат на 6 бар}} = 215,6 \cdot 0,00271 \cdot 0,03 \text{ €} = 0,0175 \text{ €}$$

$$U_{\text{штеда за 1 сат на 4 бар}} = 173,06 \cdot 0,00454 \cdot 0,03 \text{ €} = 0,023 \text{ €}$$

Додатне инвестиције за систем када се користи рекуперација у односу на основни систем је накнадна уградња пнеуматских елемената који су приказани у табели 6.3.

Поврат инвестиције се израчунава према следећем образцу, а изражава се у радним сатима манипулатора [*h*]:

$$T = \frac{\text{Додатне инвестиције}}{\text{Уштеда за 1 сат рада}} \quad (6.3)$$

Табела 6.3 Цијене пнеуматских компоненти

Елемент	Јединична цијена (€)	Количина	Износ (€)
Неповратни вентил	20	3	60
Вентил 5/2	80	1	80
Вентил 3/2	80	2	160
Регулатор притиска	60	1	60
Сензор притиска	150	1	150
Брзоиспусни вентил	40	1	40
Резервоар 30 литара	100	1	100
Додатне инвестиције			650

Према обрасцу (6.3) добија се вријеме експлоатације, изражено у броју радних сати [h], када се очекује поврат инвестиције због додатног улагања у односу на основни систем:

➤ $T_{6 \text{ бар}} = 37143 \text{ h}$

➤ $T_{4 \text{ бар}} = 28260 \text{ h}$

На основу добијених вриједности времена експлоатације на притиску од 6 и 4 бар, уочава се да је економичнији систем који ради на притиску од 4 бар.

У овом случају поврат инвестиције ће се остварити прије за 8883 рада манипулатора.

6.1.4 ЗАКЉУЧАК ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА

У овом раду, приказан је системски прилаз развоја једног енергетски ефикасног система са рекулацијом ваздуха под притиском. Испитивања су извршена на пнеуматском кружном манипулатору, који се састоји од пет пнеуматских цилиндара двосмјерног дејства и једне пнеуматске хватаљке. Прво су одређени минимални притисци потребни за погон цилиндара. Експерименталним путем, на основу претходно поменутих

резултата, утврђено је да је за сигуран рад манипулатора, потребан минималан улазни притисак од 4 бар. У наставку рада, формиран је систем ваздуха под притиском увођењем додатног резервоара за скупљање искоришћеног ваздуха. У додатни резервоар сакупљан је ваздух из три пнеуматска цилиндра током цјелокупног рада манипулатора, а коришћен је за повратни ход вертикално постављеног цилиндра који је уједно и највећи потрошач ваздуха под притиском.

Утврђени су слједећи резултати:

- Потрошња ваздуха под притиском код система за рекулпацију при улазном притиску од 6 *bar*, у односу на основни систем, смањена је за 2,71 Nl по једном циклусу рада манипулатора, односно за 22%.
- Када се у обзир узме системски прилаз и одређивање минималних сила потребних за покретање цилиндара, за улазни притисак код система за рекулпацију поставља се најмања могућа вриједност од 4 *bar*, која омогућава сигуран и несметан рад манипулатора. Потрошња таквог система за рекулпацију, у односу на основни систем, смањена је за 4,54 Nl по једном циклусу рада манипулатора, односно за 37%.
- Доња гранична вриједност односно вриједност притиска у додатном резервоару при којој је могуће започети коришћење прикупљеног ваздуха за повратни ход клипњаче цилиндра С, који је највећи потрошач, је 1,2 *bar*. Горња гранична вриједност зависи од вриједности улазног притиска у систем и не смије достићи 53% те вриједности. Према томе, у случају када је улазни притисак у систем 6 *bar*, горња гранична вриједност је 3,18 *bar*. У случају када је улазни притисак у систем 4 *bar*, горња гранична вриједност је 2,12 *bar*.
- Притисак у резервоару ни у једном случају не достиже горњу граничну вриједност те нема потребе за додатним испуштањем ваздуха из резервоара што би представљало додатни губитак енергије. Уколико би се систем покренуо са већ дјелимично напуњеним резервоаром (до доње граничне вриједности), повратни ход клипњаче цилиндра С константо би се обављао ваздухом из резервоара.
- Губици енергије у систему до којих долази приликом испуштања ваздуха под притиском у атмосферу су најмањи могући. Јављају се приликом подизања

- предмета рада (цилиндар С), прихватања и отпуштања предмета рада (пнеуматска хватаљка Н) и премјештања предмета рада ка врху магацина за складиштење (цилиндар Е).
- Просјечно вријеме трајања једног радног циклуса манипулатора код система за рекулпацију код кога је улазни притисак 6 *bar* у односу на основни систем повећано је за 1,8 с, односно за 12%. Просјечно вријеме трајања једног радног циклуса код система за рекулпацију код кога је улазни притисак 4 *bar* у односу на основни систем повећано је за 5,9 s, односно за 39%.
 - Поврат уложених средстава је могуће остварити након 37143 сати рада манипулатора ако је притисак у систему 6 бар, односно 28260 сати рада ако је притисак у систему 4 *бар*.

На основу свих претходно наведених предности и недостатка овог прилаза, закључује се да је његова примјена сасвим оправдана и да је на овај начин заиста добијен енергетски ефикасан систем ваздуха под притиском.

7. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

Пнеуматски кружни манипулатор је мехатронички уређај који је састављен од већег броја пнеуматских радних елемената. Конкретно, састоји од пет пнеуматских цилиндара двосмјерног дејства и једне пнеуматске хваталке.

Опште је позната чињеница да се управљање системима овог типа, који се састоје од већег броја пнеуматских радних елемената, веома често реализује као програмско или програмабилно, односно као управљање које се одвија према унапријед дефинисаном програму или алгоритму. За реализацију овог типа управљања, развијени су многобројни системски инжењерски поступци, који подразумевају или искључиво пнеуматске реализације, или примјену ПЛК. У склопу развоја и имплементације Пнеуматског кружног манипулатора, реализовано је и управљање истим коришћењем ПЛК, које подразумева просто активирање, односно деактивирање (ON-OFF управљање) соленоида разводних вентила према унапријед утврђеном алгоритму, у складу са испуњеношћу неког услова, завршетком неке претходне операције и/или процеса, и слично.

На Пнеуматском кружном манипулатору су провјерене могућности сакупљања искоришћеног ваздуха који се испушта из пнеуматских радних елемената.

Експериментално су провјерени резултати и доказано је да се ваздух под притиском, који се испушта из радних елемената може сакупити у додатни резервоар. Изведен је поступак којим може да се одреди гранични притисак до којег може да се обавља сакупљање ваздуха без угрожавања динамичких карактеристика пнеуматских цилиндара из којих се сакупља ваздух.

Успјешно су изведени експерименти рекулерације енергије ваздуха под притиском и доказано је повећање енергетске ефикасности стварањем затвореног пнеуматског кола.

Развијени поступци су примјењени на комерцијално расположивој опреми.

Експерименти су успјешно изведени у Лабораторији за мехатронику Факултета техничких наука у Новом Саду.

8. ЗАКЉУЧАК

Глобални недостатак енергената условио је потребу рационалније потрошње енергије у свијету. Уведене су законске регулативе, а уједно и обавеза је човјечанства да се ефикасно и рационално користе енергетски ресурси.

Повећање енергетске ефикасности данас представља обавезу која је постала глобално питање и предмет међународних стандарда и споразума. Ваздух под притиском је један од најраспрострањенијих извора енергије у индустрији и у складу с тим примарни циљ ове докторске дисертације је био на који начин остварити повећање енергетске ефикасности система ваздуха под притиском у индустрији.

Овдје је изложен системски приступ повећању енергетске ефикасности у системима ваздуха под притиском. Примјена предложеног системског прилаза омогућава рационално трошење и ефикасну производњу, припрему и дистрибуцију ваздуха под притиском у производним системима, а ефекти његове примјене огледају се у:

- повећању укупне енергетске ефикасности система ваздуха под притиском,
- смањењу потрошње електричне енергије у систему,
- смањењу цијене ваздуха под притиском,
- смањењу губитака из инсталација ваздуха под притиском,
- повећању квалитета ваздуха под притиском,
- смањењу потреба за одржавањем,
- развоју аутоматизованог система који омогућава интеграцију, надзор и олакшано управљање овим системом,
- побољшању перформанси система ваздуха под притиском,
- унапређењу технолошких производних система гдје се пнеуматика примјењује и
- повећању радног вијека пнеуматских компоненти.

У овој дисертацији је доказано да је могуће остварити повећање енергетске ефикасности рекуперацијом енергије ваздуха под притиском.

Урађени су експериментални модели и извршена је експериментална верификација:

- сакупљања искоришћеног ваздуха под притиском и
- враћање сакупљеног ваздуха под притиском у затворено пнеуматско коло.

Мјерења су вршена савременом опремом у лабораторијским условима, а добијени резултати су критички анализирани.

У овом раду доказано је да:

- Сакупљањем искоришћеног ваздуха под притиском и његовим враћањем у систем се повећава енергетска ефикасност система ваздуха под притиском.
- Сакупљање искоришћеног ваздуха под притиском може да се обави тако да се сачува његова способност да обави рад, а да се не угрозе радне карактеристике актуатора и,
- Енергетска ефикасност система ваздуха под притиском може да се повећа ако се формира затворено пнеуматско коло.

Доприноси остварени у овој дисертацији су:

- Развијено је пнеуматско управљачко коло за сакупљање и потрошњу ваздуха под притиском,
- Формирано је затворено пнеуматско коло коришћењем стандардне пнеуматске опреме,
- Развијен је поступак обједињеног управљања сакупљањем искоришћеног ваздуха под притиском из актуатора и враћање прикупљеног ваздуха у дио за потрошњу,
- Примјеном рекулперације ваздуха под притиском већи дио ваздуха се дуже задржава у систему и смањује се количина загађивача који се испуштају у атмосферу (капљице уља и воде са нечистоћама које се налазе у ваздуху под притиском) и
- Захваљујући рекулперацији енергије ваздуха под притиском у систему се могу користити компресори мање снаге.

На експерименталном моделу у лабораторијским условима остварена је уштеда ваздуха под притиском од 22% када је вриједност улазног притиска 6 *бар*, а када је улазни притисак 4 *бар* остварена је уштеда од 37%.

Резултати ових истраживања јасно указују на неходне промјене у досадашњем схватању проблема производње, дистрибуције и потрошње ваздуха под притиском.

Добијени резултати овог истраживања и развијени методи рекулпације енергије ваздуха под притиском треба да послуже као основа гдје постоји потреба за повећањем енергетске ефикасности, да се изгради сопствена, енергетски ефикасна, структура система ваздуха под притиском.

Истраживања спроведена у овој дисертацији и добијени резултати отварају могућност да се истраживања прошире на развој флексибилних система за сакупљање и употребу искоришћеног ваздуха под притиском.

Будућа истраживања би требало усмјерити да се на постојећи лабораторијски експериментални модел инсталише појачивач притиска и примјени рекулпација енергије ваздуха под притиском, сагледају могућности уштеде енергије ваздуха под притиском и упореде резултати са добијеним резултатима из ове дисертације

9. ЛИТЕРАТУРА

1. Yuan, C.; Zhang, T.; Rangarajan, A.; Dornfeld, D.; Ziemba, B.; Whitbeck, R. *A decision-based analysis of compressed air usage patterns in automotive manufacturing*. Journal of Manufacturing Systems, 2006, 25 , 293-300.
2. Galitsky, C. (2008). Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Vehicle Assembly Industry: An ENERGY STAR Guide for Energy and Plant Managers. *Lawrence Berkeley National Laboratory*. Retrieved from <https://escholarship.org/uc/item/33x4p6p9>
3. Beater, P. *Pneumatic Drives System Design*. Modelling and Control Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007.
4. Radgen, P.; Blaustein, E. *Compressed Air Systems in the European Union, Energy, Emissions, Savings Potential and Policy Actions*. Fraunhofer Institute for Systems Technology and Innovation, LOGUL X Verglas GmbH: Stuttgart, Germany, 2001.
5. Yang, L.; Wang, J.; Lu, N.; Mangan, S.; Derby, J. W. *Energy Efficiency Analysis of a Scroll-type Air Motor Based on a Simplified Mathematical Model*. World Congress on Engineering, 2007, 759-764.
6. J. E. Bobrow and B. W. McDonell, "Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot," in *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 14, no. 5, pp. 732-742, Oct. 1998, doi: 10.1109/70.720349.
7. Worrell, E.; Galitsky, C. *Energy efficiency improvement and cost saving opportunities for petrochemical industry*. 2005. pp. 65-69. An ENERGY STAR Guide for Energy and Plant Managers, 2005. pp. 22-30.
8. Radgen P. *Compressed Air System Audits and Benchmarking*. Results from the German Compressed Air Campaign "Druckluft effizient". *Fraunhofer ISI*, Karlsruhe, Germany, 2003.

9. Belforte, G.; Eula, G. *Smart Pneutronic Equipments and Systems for Mechatronic Applications*. Journal of Control Engineering and Applied Informatics, 2012, 14, 70-79.
10. Eret, P.; Harris, C.; De Lasa, T.; Meskell, C., & O'Donnell, G. E. *Industrial Compressed Air Usage-Two Case Studies*. In 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2010; pp. 355-366.
11. Šešlija, D. *Proizvodnja, priprema i distribucija vazduha pod pritiskom*, Ikos, Novi Sad, 2002.
12. McKane, A.; Medaris, B. *The Compressed Air Challenger: Making a Difference for US Industry*. In: Parasiliti, F.; Bertfoldi, P. (eds) *Energy Efficiency in Motor Driven System*. Springer, Berlin, Hedelberg, 2003; pp. 33-40.
13. Merse, S.; Tomsic, M. *Comparison of energy efficiency strategies in the industrial sector of Slovenia*. Energy Efficiency Centre, Jamova 39, Jozef Stefan Institute, Ljubljana, Slovenia, 2001.
14. Li, L.; Yuqi, L.; McKane; T. Taranto. *Energy efficiency improvements in Chinese compressed air systems*. Lawrence Berkeley National Laboratory (University of California), Paper LBNL-63415, 2008.
15. Gloor, R. *Energy savings in compressed air systems in Switzerland*, Electricity Research Program (project number 33 564), Swiss Federal Office of Energy, 2000. Available from: www.electricity-research.ch, accessed on October 2009 (in German).
16. Šešlija D. *The system approach to the pneumatic system energy efficiency*. *Procesna tehnika*, 2003, 1, 237-240.
17. Al-Dakkan, K. A., Barth, E. J., and Goldfarb, M. (November 14, 2005). "Dynamic Constraint-Based Energy-Saving Control of Pneumatic Servo Systems." *ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control*. September 2006; 128(3): 655–662. <https://doi.org/10.1115/1.2232688>
18. Sanville, F.E.: *Two-level compressed air systems for energy saving*. In: 7th International Fluid Power Symposium, Bath, England, pp. 375–383 (1986)

19. Blagojevic, V.; Seslija, D.; Stojiljkovic, M. *Cost effectiveness of restoring energy in execution part of pneumatic system*. Journal of Scientific and Industrial Research, 2011, 70, 170-176.
20. Al-Dakkan, K. A.; Barth, E. J.; Goldfarb, M. *A Multi-objective sliding mode approach for the energy saving control of pneumatic servo systems*. In ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 2003; pp. 133-140.
21. И. Ћосић, Д. Шешлија, П. Видицки, *Основе индустријског инжењерства и менаџмента - системски прилаз, друго издање*. Нови Сад, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука, 2018.
22. Blagojević, V.; Šešlija, D.; Stojiljković, M.; Dudić, S. *Efficient control of servo pneumatic actuator system utilizing by-pass valve and digital sliding mode*. Sadhana – Academy Proceedings in Engineering Science, 2013, 38, 187 – 197.
23. Shi, Y.; Li, X.; Teng, Y. *Research on pneumatic cylinder's exhausted-air reclaiming control devices*. In Proceedings of the 6th International Symposium on Fluid Power—JFPS, Tsukuba, Japan, 7–10 November 2005; pp. 558–563.
24. Li, T.C.; Wu, H.W.; Kuo, M.J. *A study of gas economizing pneumatic cylinder*. J. Phys. Conf. Ser. 2006, 48, 1227–1232.
25. Siminiati, D. *Ušteda energije sa zatvorenim pneumatskim sustavom*. Eng. Rev. 30-2, 2010; pp. 111-116.
26. Taheri, K.; Gadow, R. *Industrial compressed air system analysis, Exergy and thermoeconomic analysis*. CIRP J. Manuf. Sci. Technol. 2017, 18, 10–17.
27. Joseph, B. *Compressed air supply efficiency*. In Proceedings from the Twenty-Sixth Industrial Energy Technology Conference, Houston, 2004. TX.
28. Siminiati, D.: *Price reduction on compressed air*. Engineering Review, 31(1), 2011, 31, 63-67.

29. Harris P.; O'Donnell, G. E.; Whelan, T. *Energy efficiency in pneumatic production systems, state of the art and future directions*. In *Leveraging Technology for a Sustainable World*, Springer Berlin Heidelberg, 2012; pp. 363-368.
30. Ender, L.; De Negri, V. J.; Castelan, E. B. *A Scheme for Compressed Air Saving in Pneumatic Positioning Systems for High Loads*. 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP2013, 2013. Linkoping, Sweden.
31. Ignjatović, I.; Šešlija, D.; Golubović, Z.; Stojiljković, M. *Odit pneumatskih sistema - prvi korak ka povećanju energetske efikasnosti*. Zbornik radova 21. međunarodni kongres o procesnoj industriji PROCESING 2008, Subotica, Srbija.
32. Züst, S.; Gontarz, A.; Wegener, K. *Energy equivalent of compressed air consumption in a machine tool environment*. 11th Global Conference on Sustainable Manufacturing, 23-25 September 2013, Berlin, Germany, 2013; pp. 359-364.
33. D'Antonio, M.; Epstein, G.; Moray, S.; Schmidt, C. *Compressed air load reduction approaches and innovations*. In *Proceedings of the twenty-seventh industrial energy technology conference*, New Orleans, 2005.
34. Worrell, E.; Galitsky, C. *Energy efficiency improvement opportunities for cement making*. An ENERGY STAR Guide for Energy and Plant Managers. Report, 2004.
35. Gvozdenc, D. *Granice energetske efikasnosti*. Druga konferencija održivi razvoj i klimatske promene, Niš, 2010.
36. Dudić, S. *Prilog razvoju sistemskog prilaza povećanju energetske efikasnosti automatizovanog sistema vazduha pod pritiskom*. Doktorska disertacija, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2012.
37. McKane, A.; Scheihing, P.; Cockrill, C.; Tutterow, V. *US Department of Energy's Motor Challenge, Developed with Industry for Industry*. Lawrence Berkeley National Library, University of California, Industrial energy analysis, 1997.
38. USDOE. *Assessment of the market for compressed air efficiency services*. DOE/GO-102001-1197, USDOE-US Department of Energy, June 2001. Available from:<http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/newmarket5.pdf>, accessed on July 2023.

39. Šešlija, D.; Lagod, B. Stanje pneumatskih sistema u industriji Srbije: sa aspekta energetske efikasnosti. Centar za automatizaciju i mehatroniku, ISBN 86-7892-015-7, Novi Sad, 2006.
40. Peltomaa, P. *Making Enhancement Happen. Part 1. Basics off Industrial Energy Efficiency*, Enersize, Ulvila, Finland, 2010.
41. Šešlija, M.; Reljić, V.; Mladenović, V.; Novaković, M.; Jovanović, Z. *Development of the algorithm for implementation of energy-efficient compressed air systems with energy recovery*. Facta Universitatis Series: Electronics and Energetics, Accepted for publication, 2023.
42. Šešlija, D. *Sistemski prilaz menadžmentu pneumatskog sistema*. 28. naučno-stručni skup sa međunarodnim učešćem (HIPNEF 2002), Vrnjačka Banja, 2002, str. 185-190.
43. Šešlija, D.; Stojiljković, M.; Golubović, Z.; Blagojević, V.; Dudić, S. *Identification of the possibilities for increasing energy efficiency in the compressed air systems*. Facta univesitaties series Mechanical Engineering, Univerity of Niš. 2009, 7, 37-60.
44. Stojiljković, M.; Šešlija, D.; Golubović, Z.; Blagojević, V. *Povećanje energetske efikasnosti pneumatskih sistema u industriji*. plenarno predavanje, 21. kongres o procesnoj tehnici, PROCESING 2008, SMEITS Subotica, 2008.
45. Šešlija, D. *Vodič za povećanje energetske efikasnosti pneumatskih sistema*. MEEIS-Mreža za energetske efikasnost u industriji Srbije, Beograd, 2008.
46. Uzelac, D. *Hidropneumatske komponente*. Stylos, Novi Sad, 1995.
47. Petrović, B. *Sistemski prilaz i sistemske postupci u tehnici*. Monografija, Istraživačko-tehnološki centar, Fakultet tehničkih nauka, Institut za industrijske sisteme, Novi Sad, 1995.
48. Zelenović, D. *Projektovanje proizvodnih sistema*. Naučna knjiga beograd, 1987.
49. Zelenović, D. *Tehnologija organizacije industrijskih sistema-preduzeća*. Naučna knjiga, Beograd, 1995.
50. Salvatori, S.; Benedetti, M.; Bonfa, F.; Introna, V.; Ubertini, S. *Inter-sectorial benchmarking of compressed air generation energy performance: Methodology based*

- on real data gathering in large and energy-intensive industrial firms*, Appl. Energy, 2018, 217, 266–280.
51. Zelenović, D. *Upravljanje proizvodnim sistemima: (anatomija postupaka upravljanja)*. Naučna knjiga, Beograd, 1990.
52. Šešlija, M. *Prilog razvoju modela automatizacije sistema za distribuciju vazduha pod pritiskom*. Magistarski rad, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2010.
53. Dudić, S.; Šešlija, D.; Slavković, B.; Golubović, Z. *Energetski efikasna struktura pneumatskog sistema*. Termotehnika 2-3, Vol. 36, 247-255, Beograd 2010, ISSN: 0350-218X.
54. Šešlija, D.; Ignjatović, I.; Dudić, S.; Šešlija, M. *Nova struktura sistema za distribuciju vazduha pod pritiskom*. 14. Međunarodna naučna konferencija industrijski sistemi-IS 08, 2-3. 10. 2008., Novi Sad, Srbija, Zbornik radova, Novi Sad, Fakultet tehničkih nauka, Departman za industrijsko inženjerstvo i menadžment, str. 167-173, ISBN: 978–86–7892–135-3.
55. Dudić, S.; Šešlija, D.; Slavković, B.; Golubović, Z. *Prilog razvoju strukture energetski efikasnog pneumatskog system*. Industrijska energetika i zaštita životne sredine u zemljama Jugoistočne Evrope IEEP 2008, Zlatibor, 24.-28. jun.
56. Lekić, N. *Daljinsko očitavanje stanja zaprljanosti filtera za vazduh pod pritiskom*, Fakultet tehničkih nauka, diplomski – master rad. Novi Sad, 2009.
57. Ignjatović, I.; Tarjan, L.; Dudić, S.; Šešlija, D. *Primena bežičnih tehnologija za nadzor kvaliteta vazduha pod pritiskom*. Naučno-stručni simpozijum INFORMACIONE TEHNOLOGIJE, INFOTEH-JAHORINA 2009, JAHORINA, 18. mart - 20. mart, 2009, ISBN: 99938–624–2–8.
58. Ignjatović, I.; Tarjan, L.; Dudić, S.; Šešlija, D. *Ispitivanje dometa bežičnog sistema za nadzor stanja filterskih uložaka u pneumatskim sistemima*. Naučno-stručni simpozijum INFORMACIONE TEHNOLOGIJE, INFOTEH-JAHORINA 2010, JAHORINA, 17. mart -19. mart, 2010, ISBN: 99938–624–2–8.
59. Dudić, S.; Reljić, V.; Šešlija, D.; Dakić, N.; Blagojević, V. *Improving Energy Efficiency of Flexible Pneumatic Systems*. Energies 2021,14, 1819.

60. Leszczynski, J.S.; Grybos, D. *Compensation for the complexity and over-scaling in industrial pneumatic systems by the accumulation and reuse of exhaust air*. Appl. Energy, 2019, 239, 1130–1141.
61. Gauchel, W. *Energy-saving pneumatic systems*. Ö+P »Ölhydraulik und Pneumatik« 50, Nr 1, Institute for Fluid Power Drives and Controls (IFAS), RWTH Aachen, 2006.
62. Bader, W. & Kissock, J. K. *Exergy Analysis of Industrial Air Compression*. In National Industrial Energy Technology Conference, Houston, Texas, 2000; pp. 89-98.
63. Dunbar, W. R.; Lior, N.; Gaggioli, R. A. *The component equations of energy and exergy*. Journal of Energy Resources Technology, 114(1), 1992;pp. 75-83.
64. Ignjatović, I.; Komenda, T.; Šešlija, D.; Malisa, V. *Optimisation of compressed air and electricity consumption in a complex robotic cell*. Robot. Comput. Integr. Manuf. 2013, 29, 70–76.
65. Novakovic, M. *Povećanje energetske efikasnosti pneumatskih upravljačkih sistema rekuperacijom energije vazduha pod pritiskom*. Doktorska disertacija, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2014.
66. Petrelean, D. C.; Jitea, P. C., & Suciuc, A. *Exergetic efficiency of pneumatic installation with polytropic compression*. Annals of the University of Petrosani, Mechanical Engineering. 2009, 11, 183-190.
67. Shen, X.; Goldfarb, M. *Simultaneous force and stiffness control of a pneumatic actuator*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2007, 129, 425-434.
68. Novaković, M.; Reljić, V.; Šešlija, M.; Mladenović, V.; Jovanović, Z. *Reuse of Exhausted Air in Closed Pneumatic Circuit*. XVI International Conference on Systems, Automatic Control and Measurements SAUM 2022; pp. 107-110.
69. Luo, X.; Sun, H. and Wang, J. *An Energy Efficient Pneumatic-electrical System and Control Strategy Development*. American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 - July 01, 2011; pp. 4743-4748.
70. Luo, X.; Wang, J. & Sun, H. *Study of a Pneumatic-electrical System for Exhaust Air Energy Recovery*. International Journal of Energy Engineering. 2013, 3, 228-238.

71. Ali, H. I.; Noor, S. B. B. M.; Bashi, S. M.; Marhaban, M. H. *A review of pneumatic actuators (modeling and control)*. Australian Journal of Basic and Applied Sciences. 2009, 3 , 440-454.
72. Richer, E.; Hurmuzlu, Y. *A high performance pneumatic force actuator system: Part I—nonlinear mathematical model*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2000, 122, 416-425.
73. Novaković, M.; Šešlija, D.; Čajetinac, S.; Todorović, M. *Impact of Capturing Used Air on the Dynamics of Actuator Drive*. Control Eng. Appl. Inform. Vol. 17, No. 2, 2015. pp. 82-89
74. Holtz, M. W., & Van Niekerk, J. L. *Modelling and design of a novel air-spring for a suspension seat*. Journal of Sound and Vibration. 2010, 329, 4354-4366.
75. Petrilean, D. C.; Irimie, I. S. *Solutions to increase the energetic efficiency of pneumatic mining distribution networks*. In 9th IConference on Energy, Environment, Ecosystems and Sustainable Development (EEESD'13), Lemesos, Cyprus, 2013; pp. 43-48.
76. Saidur, R.; Rahim, N.A.; Hasanuzzaman, M. *A review on compressed-air energy use and energy savings*. Renew, Sustain, Energy Rev. 2010, 14, 1135–1153.
77. Mousavi, S.; Kara, S.; Kornfeld, B. *Energy Efficiency of Compressed Air Systems*. Procedia CIRP. 2014, 15, 313-318.
78. Šešlija, D.; Milenković, I.; Dudić, S.; Šulc, J. *Improving Energy Efficiency in Compressed Air Systems - Practical Experiences*. Thermal Science, Vol. 2016, 20, 355-370.
79. Neale, J. R.; Kamp, P. J.J. *Compressed air system best practice programmes: What needs to change to secure long – term energy savings for NewZealand?*. Energy Policy. 2009, 37, 3400-3408. Research Group School of Science&Engineering, University of Waikato, Hamilton, NewZealand, 2008.
80. Šešlija, D.; Stojiljković, M.; Golubović, Z.; Blagojević, V.; Dudić, S. *Identification of the possibilities for increasing energy efficiency in the compressed air systems*. Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering. 2009, 7, 37 – 60.

81. Ho, T. H.; Ahn, K. K. *Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator*. Journal of mechanical science and technology. 2010, 24, 1163-1175.
82. Merit, E. *Hydraulic Control Systems*. John Wiley&Sons, Inc.: New York, USA, 1967.
83. Reljić, V.; Bajči, B.; Šulc, J.; Šešlija, D.; Dudić, S. *Remote control of pneumatic circular manipulator using CompactRIO controller*. Proceedings of 6th International Conference Technics and Informatics in Education–TIE 2016, 28 –29.05.2016., Čačak, Serbia, 2016; pp. 385-390.
84. Reljić, V.; Šešlija, D.; Šulc, J.; Bajči, B.; Dudić, S.; Milenković, I. *Modular Construction of Circular Manipulator as a Test Bed for Testing Pneumatic Control*. Proceedings of 9th International Symposium Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering – KOD 2016, 09–12.06.2016., Balatonfüred, Hungary, 2016; pp. 225-228.
85. Reljić, V.; Bajči, B.; Šulc, J.; Šešlija, D.; Dudić, S. *Remote control of pneumatic circular manipulator using CEyeClon platform*. Proceedings of 4th Experiment@International Conference–Exp.at'17, 06–08.06.2017., Faro, Portugal, 2017; pp.103-104.
86. Reljić, V.; Bajči, B.; Milenković, I.; Šulc, J.; Šešlija, D.; Dudić, S. *Development of an Experimental Setup for Remote Testing Pneumatic Control*. Int. J. Online Eng. 2018, 14, 195–202. Available online: <https://online-journals.org/index.php/i-joe/article/view/7784> (accessed on 20 January 2021).
87. Интернет страница:
https://www.festo.com/net/supportportal/files/10019/fecstandard_enus.pdf,
приступљено дана 03.03.2021.
88. Plagemann, B. *FST4 Manual*; Festo, Esslingen, Germany, 2004.
89. Plagemann, B. *Festo software tools*; Festo, Esslingen, Germany, 2004.
90. Интернет страница:
<http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/04/IC.PD.P20.A5.02.pdf>, приступљено дана
23.04.2020.

91. Agostini, T.; De Negri, V.; Minav, T.; Pietola, M. *Effect of Energy Recovery on Efficiency in Electro-Hydrostatic Closed System for Differential Actuator*, Actuators, 2020, 9, 12.
92. Festo. *Air Box type GHDA-FQ-M-FDMJ-A – Operating Instructions*, Festo, Germany, 2006.
93. Стојиљковић, М. *Логичка синтеза пнеуматског управљања*, Ниш: Универзитет у Нишу, Машински факултет, 2002.
94. Endler, L.; De Negri, V.J.; Castelan, E.B. *Compressed air saving in symmetrical and asymmetrical pneumatic positioning systems*. Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng. 2015, 229, 957–969.
95. Kanno, T.; Hasegawa, T.; Miyazaki, T.; Yamamoto, N.; Haraguchi, D.; Kawashima, K. *Development of a Poppet-Type Pneumatic Servo Valve*. Appl. Sci. 2018, 8, 2095.
96. D. X. Ba; T. Q. Dinh; K. K. Ahn. *An Integrated Intelligent Nonlinear Control Method for a Pneumatic Artificial Muscle*. IEEE/ASME Trans. Mechatronics. 2016, 21, 1835–1845.
97. Д. Кнежевић, Д. Шешлија, А. Милашиновић, С. Лалош, *Уљна хидраулика и пнеуматика*. Бања Лука: Универзитет у Бањој Луци, Машински факултет, 2018.
98. S. Čajetinac; D. Šešlija; S. Aleksandrov; M. Todorović. *PWM control and identification of frequency characteristics of a pneumatic actuator using PLC controller*. Electronical and electrical engineering. 2012, 123, 21–26.
99. A. Messina; N. I. Giannoccaro; A. Gentile. *Experimenting and modelling the dynamics of pneumatic actuators controlled by the pulse width modulation (PWM) technique*. Mechatronics. 2005, 15, 859–881.
100. M. C. Shih; M. A. Ma. *Position control of a pneumatic cylinder using fuzzy PWM control method*. Mechatronics. 1998, 8, 241–253.
101. M. Taghizadeh; A. Ghaffari; F. Najafi. *Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications*. Comptes Rendus - Mecanique. 2009, 337, 131–140.

102. Digital simplicity: *Festo Motion Terminal VTEM*. [Online]. Available: <https://www.festo.com/vtem/nl/cms/motion-terminal.htm>. [Accessed: 28-Nov-2022].
103. С. Дудић, Д. Шешлија, И. Миленковић, Ј. Шулиц, В. Рељић, Б. Бајчи, *Збирка решених задатака са теоријским основама из пнеуматског управљања*. Нови Сад: Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука, 2017.
104. М. Yamazaki; S. Yasunobu. *An intelligent control for state-dependent nonlinear actuator and its application to pneumatic servo system*. SICE Annual Conference 2007, Kagawa University, Japan, Sept. 17-20, 2007; pp. 2194–2199.
105. Šešlija, M.; Reljić, V.; Šešlija, D.; Dudić, S.; Dakić, N.; Jovanović, Z. *Reuse of Exhausted Air from Multi-Actuator Pneumatic Control Systems*. *Actuators*, 2021, 10, 125.
106. Do, T.C.; Nguyen, D.G.; Dang, T.D.; Ahn, K.K. *A Boom Energy Regeneration System of Hybrid Hydraulic Excavator Using Energy Conversion Components*. *Actuators*, 2021, 10, 1.
107. Kemp, H. L. *Compressed Air Systems*. *Plant Service Magazine*, June 2002.
108. Bonneville Power Administration. *Comprehensive Systems Analysis*. 2012. [Online]. Available: www.compressedairchallenge.org. [Accessed: 20-Jun-2021].
109. Foszcz J. L. *What to expect from an air audit*. *Plant Service Magazine*, August 2003. ISSUE
110. Du, H.; Xiong, W.; Jiang, Z.; Li, Q.; Wang, L. *Energy efficiency control of pneumatic actuator systems through nonlinear dynamic optimization*. *Journal of Cleaner Production*. 2018, 184, 511–519.
111. Risi, J. D. *Energy savings with compressed air*. *Energy engineering, Journal of the Association of Energy Engineering*. 1995; pp. 49-58.

Биографија аутора

Милан Шешлија је рођен 25.05.1971. године у Билећи. Основну школу завршио 1986. године у Билећи. Средњешколско образовање стиче у Билећи 1990. године. Електротехнички факултет универзитета у Сарајеву уписује 1990. године. Због ратних дешавања у Босни и Херцеговини преписује се 1992. године на Факултет техничких наука у Новом Саду, гдје по окончању ратних дешавања 1995. године наставља факултет. Електро одсек, на Факултету техничких наука Нови Сад завршава 2003. године. Од 2005. године је запослен у Електропривреди Републике Српске Требиње, као инжењер за одржавање SCADA-е за производњу електричне енергије. Био је дио тима за пројектовање производне SCADA-е. Такође учествује на пројектовању SCADA-е за дистрибуцију електричне енергије у дистрибутивном систему Електропривреде Републике Српске. На Факултету техничких наука Нови Сад 2005. године уписује последипломске студије које завршава 2010. године и стиче звање магистар техничких наука. Докторске студије на Електронском факултету у Нишу уписао је 2010. године, на студијском модулу Управљање системима.

Биографија аутора

Милан Шешлија је рођен 25.05.1971. године у Билећи. Основну школу завршио 1986. године у Билећи. Средњешколско образовање стиче у Билећи 1990. године. Електротехнички факултет универзитета у Сарајеву уписује 1990. године. Због ратних дешавања у Босни и Херцеговини преписује се 1992. године на Факултет техничких наука у Новом Саду, гдје по окончању ратних дешавања 1995. године наставља факултет. Електро одсек, на Факултету техничких наука Нови Сад завршава 2003. године. Од 2005. године је запослен у Електропривреди Републике Српске Требиње, као инжењер за одржавање SCADA-е за производњу електричне енергије. Био је дио тима за пројектовање производне SCADA-е. Такође учествује на пројектовању SCADA-е за дистрибуцију електричне енергије у дистрибутивном систему Електропривреде Републике Српске. На Факултету техничких наука Нови Сад 2005. године уписује последипломске студије које завршава 2010. године и стиче звање магистар техничких наука. Докторске студије на Електронском факултету у Нишу уписао је 2010. године, на студијском модулу Управљање системима.



ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ

Изјављујем да је докторска дисертација, под насловом

Системски прилаз развоју енергетски ефикасног мултиактуаторског пнеуматског управљачког система са рекулпацијом енергије ваздуха под притиском
која је одбрањена на Електронском факултету Универзитета у Нишу:

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да ову дисертацију, ни у цјелини, нити у дијеловима, нисам пријављивао на другим факултетима, нити универзитетима;
- да нисам повриједио ауторска права, нити злоупотребио интелектуалну својину других лица.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци, који су у вези са ауторством и добијањем академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и мјесто рођења и датум одбране рада, и то у каталогу Библиотеке, Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Нишу, као и у публикацијама Универзитета у Нишу.

У Нишу,.....

Аутор дисертације: Милан О. Шешлија

Потпис аутора дисертације:



**ИЗЈАВА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНОГ И ЕЛЕКТРОНСКОГ ОБЛИКА
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Име и презиме аутора: Милан О. Шешлија

Наслов рада: **Системски прилаз развоју енергетски ефикасног мултиактуаторског
пнеуматског управљачког система са рекулпацијом енергије ваздуха под притиском**

Ментор: професор др Зоран Јовановић

Изјављујем да је штампана верзија моје докторске дисертације истоветна
електронској верзији, коју сам предао за уношење у Дигитални репозиторијум
Универзитета у Нишу.

У Нишу,.....

Аутор дисертације: Милан О. Шешлија

Потпис аутора дисертације:

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'M. Seslija', with a large, sweeping flourish underneath.



ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Никола Тесла“ да, у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, упесе моју докторску дисертацију, под насловом:

Системски прилаз развоју енергетски ефикасног мултиактуаторског пнеуматског управљачког система са рекуперацијом енергије ваздуха под притиском

Дисертацију са свим прилозима предао сам у електронском облику, погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију, унијету у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, могу користити сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons), за коју сам се одлучио.

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде (CC BY-NC-ND)
4. **Ауторство – некомерцијално – дијелити под истим условима (CC BY-NC-SA)**
5. Ауторство – без прераде (CC BY-ND)
6. Ауторство – дијелити под истим условима (CC BY-SA)

У Нишу,.....

Аутор дисертације: Милан О. Шешлија

Потпис аутора дисертације: