

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ  
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Андрија А. Петровић

**Процесне перформансе суперсоничног  
гасног ејектора са конвергентно-  
дивергентном млазницом променљивог  
попречног пресека**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Београд, 2019.

UNIVERSITY OF BELGRADE  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Andrija A. Petrovic

**Process performances of supersonic gas ejector  
with variable area convergent-divergent nozzle**

DOCTORAL DISSERTATION

Belgrade, 2019.

Ментори:

1. др Србислав Генић редовни професор  
Универзитета у Београду, Машински факултет

Чланови комисије:

1. др Милош Бањац, редовни професор  
Универзитета у Београду, Машински факултет

2. dr. ing. Dorin Lelea, full-time professor  
University Politehnica Timisoara, Facultatea de Mecanica

3. др Мирјана Стаменић, доцент  
Универзитета у Београду, Машински факултет

4. др Угљеша Бугарић, редовни професор  
Универзитета у Београду, Машински факултет

Датум одбране: \_\_\_\_\_ 2020. godine

## Захвалница

Будући да ми је при изради ове докторске дисертације помогао велики број људи, дужан сам да им се захвалим.

Велику захвалност дугујем свом ментору проф. др Србиславу Генићу. Советима и стрпљењем ми је омогућио да ову дисертацију приведем крају. Без подршке и непресушног знања професора Генића ова дисертација засигурно не би постојала.

Искрену захвалност за дуге разговоре који су ми помогли да објавим велики број радова упућујем проф. др Браниславу Јаћимовићу и проф. др Дорину Лелеи са којим сам објавио свој први научни рад.

Нарочито бих истакао и значај проф. др Угљеше Бугарића који ми је пружао мотивацију и подршку како бих завршио дисертацију у року.

Доценту др Јелени Сворцан, проф. др Александру Пејчеву и др Дарку Раднековићу се посебно захваљујем. Њих троје су ми значајно помогли у изради суштинског дела дисертације и без њихове помоћи ова дисертација не би била у облику у којем се сада налази.

Поред њих се захваљујем и свим својим коауторима са којима сам писао радове који су део ове дисертације.

Свом оцу проф. др Александру Петровићу, мајци Весни Петровић и сестри Ани Петровић одајем захвалност на подршци током свих ових година студирања. Поред тога, бакама Радојци Петровић и Горици Радусин такође дугујем захвалност имајући у виду да су ми годинама пружале потпору у тренуцима када је она била неопходна

Ову докторску тезу посвећујем свом деди др Љубомиру Петровићу. Нажалост, он није међу живима, али његови непрекидни разговори о ејекторима, који су чинили његов живот, дали су ми идеју, мотив и жељу да напишем ову дисертацију.

# Процесне перформансе суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека

## Апстракт

Суперсонични гасни ејектори су широко распрострањени у различитим деловима индустрије. Услед ограничених радних режима, примена суперсоничних гасних ејектора са константном геометријом не даје увек задовољавајуће резултате. Стога је у првом делу ове докторске дисертације представљена мотивација за истраживање перформанси и коришћење суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека, приказано на примеру примене ових уређаја у расхладном систему за десалинацију геотермалне воде. У другом делу дисертације приказан је развој модела за одређивање геометријских карактеристика конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека. Новоразвијена млазница се састоји од специјално профилисаног шиљка и цилиндра. Променом позиције шиљка мења се површина критичног пресека млазнице, а последично и масени проток гаса, док се однос између критичне и излазне површине попречног пресека одржава константним. Овај тип млазнице је искоришћен на примеру рада суперсоничног гасног ејектора. Валидација рада ејектора спроведена је нумерички, експериментално и упрошћеним аналитичким моделом. Добијени резултати нумеричког и упрошћеног аналитичког модела су поређени са експерименталним резултатима и исти показују задовољавајуће слагање. Просечна релативна грешка односа усисавања ( $ER$ ) је у опсегу од 7% до 20%. Добијени резултати потврђују да су брзине погонског гаса на излазу из ејектора у сагласности са вредностима добијеним аналитичким путем. Иако се при струјању гасова у зони млазнице појављују коси ударни таласи, они немају значајнији ефекат на перформансе рада ејектора. Перформансе рада суперсоничних гасних ејектора представљене су посредством зависности  $ER$  за различите положаје шиљка и различите излазне притиске. Поред наведеног, сви недостаци који се тичу коришћења суперсоничног гасног ејектора са новоразвијеном млазницом променљивог попречног пресека су наглашене. У трећем делу дисертације поређене су перформансе предикције рада ејектора аналитичких модела. Криве рада и радни режими аналитичких модела су детаљно анализирани. На бази резултата добијених мерењима два суперсонична гасна ејектора са млазницом променљивог попречног пресека евалуиране су перформансе предикције коришћених аналитичких модела. Први ејектор као примарни гас користи природни гас, док други ејектор користи гас састављен комбинацијом алкана ( $R2$  гас). За сваки од шест анализираних модела одређене су корелације ефикасности компонената. Сума апсолутних релативних грешака и корелациони однос су коришћени за процену перформанси анализираних модела. Резултати показују да је корелациони однос најбољих модела 0,76 и 0,64 за случај ејектора са природним и  $R2$  гасом. У циљу побољшања резултата, комбиновани модел је формиран употребом алгорита мешавине експерата. Поред тога, добијени резултати су приказани на графику чије координате представљају односе површина попречних пресека и притисака ејектора. Анализом је показано да је најбоље користити комбиновани модел у циљу предикције перформанси рада суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека.

Кључне речи: суперсонични гасни ејектор, млазница променљивог попречног пресека, конвергентно-дивергентна млазница, нумеричко моделовање, оптимизација, мешавина експерата.

# Process performances of supersonic gas ejector with variable area convergent-divergent nozzle

## Abstract

Different applications of supersonic gas ejectors are found in various parts of the industry. Due to limited operating conditions, supersonic gas ejectors with fixed geometry cannot be successfully implemented in many applications. In the first part of this dissertation on the example of multi-objective optimization of a water desalination plant with ejector refrigeration system, motivation for using supersonic ejector with a variable area nozzle is presented. In the second part of the dissertation the development of a new design methodology for a variable area convergent-divergent nozzle, to maintain a constant nozzle area ratio for different values of mass flow rates is shown. The validation of the presented model was carried out on an example supersonic ejector using experimental, numerical and analytical data. Simplified analytical (one dimensional) and computational fluid dynamics models showed satisfactory prediction performance in comparison with the experiment. The average entrainment ratio error was between 7% and 20%, respectively. Results confirmed that the velocity of the primary fluid at the nozzle outlet is in accordance with the one-dimensional analysis. Although disturbances (strong and weak shock waves) are visible, their effects are negligible. Also, supersonic ejector performances are presented through relations between entrainment ratio, outlet pressure and spindle position. Disadvantages of variable area nozzle utilization in ejector applications are emphasized. Due to the complicated flow geometry of supersonic gas ejector with a variable area nozzle, performance prediction is mainly focused on costly numerical simulations. In the third part of dissertation one-dimensional models for performance prediction of variable area gas ejector with a specially designed nozzle were compared. Additionally, operational lines and corresponding modes were analyzed. Two different variable area ejectors were experimentally tested. The first ejector used natural gas as motive fluid, whereas in the second one motive gas was the composition of alkane (R2 gas). Six distinct correlations of ejector component efficiencies were evaluated. Sum of absolute relative errors and correlation ratio were used as the goodness of fit criteria. The results showed that the best model has correlation ratio of 0,76 and 0,64 in the case of natural and R2 gas as motive fluids, respectively. In order to improve the prediction performances of the entrainment ratio, the mixture of experts machine learning technique was used. Moreover, the results of obtained conditional probabilities of models are visualized in space spanned by area and pressure ratios. The presented analysis showed that one model is not generally better than others and can be improved by using an ensemble of models.

Keywords: supersonic gas ejector, variable area nozzle, convergent-divergent nozzle, numerical modeling, optimization, mixture of experts

## **Номенклатура**

- $\Delta t_{\log mean}$ , К, средња логаритамска разлика температуре
- $a$ , m/s, брзина звука
- $a_{*x}$ , m/s, брзина при критичним условима
- $\dot{V}$ , m<sup>3</sup>/s, запремински проток
- $A$ , m<sup>2</sup>, површина попречног пресека
- $Ar$ , однос површина
- $C$ , USD, цена
- $Cef$ , ефикасност компонената ејектора
- $CI$ , индекс конзистентности
- $COP$ , коефицијент расхладног учинка
- $C_p$ , J/K, топлотни капацитет при константном притиску
- $c_p$ , J/kgK, специфични топлотни капацитет при константном притиску
- $CR$ , степен компресије
- $CO$ , корелациони однос
- $CRT$ , однос конзистентности
- $D$ , m, пречник
- $D_{ch}$ , m, пречник коморе за мешање
- $ER$ , однос усисавања
- $\dot{E}X_{loss}$ , W, губитак ексергије
- $f$ , ефикасност компонената према моделу Соколова
- $f_x$ , фактори у детаљној факторској анализи
- $Investicija$ , USD, укупни инвестициони трошкови
- $k$ , m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>, кинетичка енергија турбуленције
- $k_p$ , W/(m<sup>2</sup>K), коефицијент пролаза топлоте
- $L$ , m, дужина
- $\dot{m}$ , kg/s, масени проток
- $M$ , Махов број
- $MAE$ , средња апсолутна грешка
- $NTU$ , број јединица преноса
- $P$ , Pa, притисак
- $Pr$ , однос притисака
- $Pr$ , Прандтлов број



$Profit$ , USD, профит  
 $P_u$ , W, напор пумпе  
 $\dot{Q}$ , W, топлотна снага  
 $R(X)$ , m, радијус  
 $R$ , J/kgK, гасна константа  
 $RI$ , произвољан индекс  
 $s$ , W/(kgK), специфична ентропија  
 $\dot{S}_{gen}$ , W/K, генерација ентропије  
 $S_{HE}$ , m<sup>2</sup>, површина размењивача топлоте  
 $T$ , K, температура  
 $t$ , °C, температура  
 $t_u$ , интензитет турбуленције  
 $u$ , m/s, компонента брзине  
 $V$ , m/s, брзина  
 $V_{ve}$ , m<sup>3</sup>, запремина посуде  
 $w$ , тежина критериума  
 $X$ , m, координата шиљка  
 $q$ , однос запреминских протока усисваног и погонског флуида

### **Грчки симболи**

$\eta$ , ефикасност компонентата према моделу Лија и Чена  
 $\phi$ , ефикасност компонентата према моделу Лија и Чена  
 $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>, густина  
 $\psi_d$ , степен доброте пумпе  
 $\gamma$ , коефицијент адијабате  
 $\varepsilon$ , однос густина  
 $\theta$ , параметри функције капије  
 $\kappa$ , W/mK, термичка проводност  
 $\lambda$ , однос брзине  
 $\mu$ , Pas, динамичка вискозност  
 $\Pi$ , однос притисака  
 $\varphi$ , фактор трења  
 $\omega$ , тежински фактори корелација ефикасности компонентата

## Доње ознаке

*O*, тоталне величине

*I*, излаз из млазнице

*2*, улаз у комору за мешање

*3*, излаз из коморе за мешање

*c*, излаз из ејектора

*calc*, израчунато

*cyl*, цилиндар

*E*, ејектор

*EL*, електричне енергија

*exp*, експериментално

*HE*, размењивач топлоте

*HEAT*, отпадна топлота

*inl*, улаз

*ISBL*, фактор цене постројења (унутрашњи)

*OSBL*, фактор цене постројења (спољашњи)

*ENG*, фактор трошкова инжињеринга

*CONT*, фактор неочекиваних трошкова

*m*, пресек где долази до ударног таласа

*M*, мешавина гасова

*MI*, трокраки вентил

*max*, максимум

*cb*, тачка прекида

*cx*, критична тачка

*min*, минимум

*opt*, оптимално

*out*, излаз

*p*, погонски (примарни) флуид

*pI*, погонски (примарни) флуид на улазу у млазницу

*PU*, пумпа

*s*, усисавани (секундарни) флуид

*sat*, сатурација

*amb*, околина

*spind*, шиљак

*t*, грло млазнице

*tu*, турбуленција

*tot*, тотално

*V*, вентил

*VE*, посуда

## Садржај

1	Увод .....	7
1.1	Предмет и проблем истраживања .....	9
1.2	Хипотезе.....	12
1.3	Циљ истраживања .....	13
1.4	Методи истраживања .....	14
1.5	Структура рада .....	15
2	Преглед литературе и приказ постојећих истраживања у области суперсоничних гасних ејектора са конвергентном-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека .....	16
3	Примена суперсоничног гасног ејектора на примеру постројења за десалинизацију воде из геотермалних извора .....	24
3.1	Постројење за десалинизацију воде са ејекторским расхладним циклусом .....	27
3.2	Математички модел постројења .....	29
3.3	Ексергетска анализа постројења.....	31
3.4	Упрошћена економска анализа .....	33
3.5	Оптимизација.....	36
3.5.1	Вишкритеријумска оптимизација са метахеуристиком мравојед.....	36
3.5.2	Функција циља .....	38
3.5.3	Оптимизационе променљиве .....	38
3.5.4	Ограничења и почетни услови.....	38
3.5.5	Вишкритеријумско одлучивање .....	40
3.5.6	Критеријуми за одлучивање .....	42
3.6	Резултати и дискусија .....	43
4	Суперсонични гасни ејектор са млазницом променљивог попречног пресека.....	59
4.1	Моделирање новог типа конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека.....	59
4.2	Упрошћени аналитички модел рада суперсоничног гасног ејектора .....	64
4.3	Експериментална инсталација .....	68
4.4	Нумеричке симулације .....	74
4.4.1	Моделирање у близини зида.....	76
4.4.2	Гранични услови .....	76
4.4.3	Карактеристике флуида.....	76

4.4.4	Дискретизациони критеријум .....	77
4.4.5	Критеријум конвергенције .....	77
4.4.6	Квалитет мреже коришћене при симулацији .....	77
4.5	Резултати и дискусија .....	81
5	Евалуација рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека једнодимензионим моделима .....	90
5.1	Аналитички модели суперсоничног гасног ејектора .....	90
5.1.1	Модел Лија и Чена .....	91
5.1.2	Модел Соколова .....	97
5.2	Ефикасност компонената ејектора и перформансе предикције .....	99
5.2.1	Алгоритам мравојед за оптимизацију са једном функцијом циља .....	100
5.2.2	Корелације .....	101
5.2.3	Ефикасност компоненти ејектора при коришћењу природног гаса као примарног флуида .....	102
5.2.4	Ефикасност компоненти ејектора при коришћењу R2 гаса као примарног флуида .....	104
5.3	Мешавина експерата .....	107
5.4	Резултати и дискусија .....	109
6	Закључак .....	123
7	Листа слика .....	130
8	Листа табела .....	133
9	Литература .....	135

# 1 Увод

Модерне тенденције захтевају примену нових технологија у циљу повећања енергетске ефикасности и смањења загађености животне средине. Процес развоја науке и технике окренут је ка коришћењу технологија које промовишу концепт одрживог развоја и обезбеђују стални напредак друштва, без негативног утицаја на животну и радну средину. Стога је наука стално оријентисана ка унапређењима технике, у циљу смањења потрошње електричне енергије, коришћењем алтернативних извора енергије [1] или побољшањем постојећих термодинамичких циклуса [2], проналазака нових техника за десалинизацију вода [3] и заменом фосилних горива обновљивим енергентима [4].

Један од често коришћених апарата у процесној индустрији, чија је улога веома важна при различитим технолошким операцијама, је ејектор. Ејектор представља струјну машину коју чини цев са јасно профилисаном унутрашњом геометријом, на чијим се крајевима налази један излаз и два улаза. Принцип рада ејектора је релативно једноставан: погонски (примарни) флуид представља течност или гас који трансформацијом притисне енергије у кинетичку енергију омогућава усисавање усисаваног (секундарног) флуида. На овај начин користи се енергија примарног флуида у циљу повећања енергије секундарног флуида. Постоје бројни математички модели прорачуна ејектора са различитим комбинацијама погонског и секундарног флуида. У зависности од тога да ли се ради о течностима, гасовима или чврстим материјалима, математички модели су развијани у циљу да се за задате улазне величине одреде одговарајуће излазне величине. На пример, при димензионисању ејектора, математички модели струјања имају за циљ да одреде оптималну геометрију ејектора при којој су губици исте минимални, за задате масене протоке и притиске на улазима и излазу из ејектора.

Ејектор је уређај који је намењен за транспорт флуида, прашкастог материјала, емулзија, суспензија, честица великог пречника и тракастих материјала помоћу енергије примарног флуида, који може представљати гас или течност. Примена ејектора може да буде вишеструка и покрива многе технолошке процесе који се тичу: аерације [5], пнеуматског транспорта [6], хидротранспорта [7], расхладне технике [8], нафтне индустрије [9] итд.

У индустрији је гасни ејектор најчешће заступљени тип ејектора. Гасни ејектор као погонски и усисавани флуид користи гас. У случају када се током процеса

трансформације и предаје енергије у гасном ејектору остварују брзине гаса веће од брзине звука, овакав ејектор се назива суперсонични гасни ејектор [10]. Примена суперсоничних гасних ејектора је распрострањена у различитим случајевима у индустрији. Суперсонични гасни ејектори широко су заступљени од процеса где се остварује намешавање гасова и за постизање вакуума [11] па све до левокретних циклуса са гасним ејектором [12].

Принцип рада суперсоничног гасног ејектора се састоји у трансформацији енергије примарног гаса од улаза до излаза. Примарни гас трансформише своју притисну енергију у кинетичку енергију, када долази у додир са секундарним гасом. Имајући у виду велике брзине флуидних делића примарног гаса, исте поседују и велику количину кретања. При судару флуидних делића примарног гаса са флуидним делића секундарног гаса, долази до предаје енергије и њиховог заједничког кретања ка излазу из ејектора. Непосредно након судара флуидних делића примарног и секундарног гаса нису измешане, али током времена исте се у потпуности измешају, чинећи хомогену мешавину новог састава и својстава. Приликом трансформације енергије, предаје енергије и мешања гасова долази до значајних дисипације исте. Унутрашња геометрија ејектора детерминише колика је дисипација енергије у ејектору за задате почетне услове. Односно, унутрашња геометрија утиче на односе усисавања примарног и секундарног гаса, као и на вредност тоталног притиска на излазу из ејектора. Правилним избором унутрашње геометрије ејектора за задате почетне и граничне услове, енергија примарног флуида се максимално може искористити у циљу остваривања максимално могућих притисака на излазу из ејектора за задат проток и притисак секундарног флуида или остварити што виши проток секундарног флуида за задат притисак на излазу из ејектора. Стога, избор геометријских карактеристика ејектора директно утиче на потрошњу енергије и уштеду исте.

Суперсонични гасни ејектори се састоје од млазнице, преткоморе, коморе за мешање и дифузора. У млазници се врши трансформација енергије погонског флуида који улази у преткомору. Предаја енергије секундарном флуиду и почетак мешања гасова одвијају се у преткомори и потом настављају у комори за мешање. Дифузор на излазу из ејектора користи се за смањење брзине измешаног гаса и повећање притиска измешаног гаса. Суперсонични гасни ејектори углавном оптимално раде у номиналним радним режимима за који су конструисани. Коришћење суперсоничних гасних ејектора у режимима рада ван номиналног показује се као неоправдано услед великих неповратности, уског дијапазона рада, незадовољавајућих вредности коефицијента

усисавања и коефицијента компресије. Поред тога, контролисање рада суперсоничних гасних ејектора је изузетно отежано, зато што је начин њиховог понашања у режимима ван оптималног немогуће са задовољавајућом тачношћу предвидети коришћењем постојећих модела.

Проширење дијапазона рада гасних ејектора могуће је остварити променом геометријских карактеристика (пре свега се мисли на променљивост попречног пресека коморе за мешање и млазнице). Најчешћи и најлакши вид промене геометријских карактеристика је коришћењем конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека. У литератури постоји врло мали број истраживања који је везан за суперсоничне гасне ејекторе са млазницом променљивог попречног пресека. Ова тема још увек представља велику непознаницу и стога се овакав тип ејектора ретко среће у индустрији. Поред тога, овакви ејектори се најчешће користе у режимима рада ван номиналног у циљу покушаја смањења неповратности процеса. Најчешћи тип млазница са променљивим попречним пресеком се састоји од конусног шиљка који пролази кроз цилиндар. Померањем шиљка мења се и површина критичног и излазног попречног пресека. Аналитичка евалуација рада ејектора са оваквом млазницом је практично немогућа, стога се само експериментално или нумерички могу оценити његови процесни параметри.

## **1.1 Предмет и проблем истраживања**

Основна карактеристика гасног суперсоничног ејектора огледа се у брзинама које примарни гас оствари на излазу из конвергентно-дивергентне млазнице које одговарају Маховим бројевима већим од 1 ( $M > 1$ ). С обзиром на то да најужи део млазнице одређује максимални проток погонског гаса који улази у ејектор, променом површине попречног пресека - критичног пресека, мења се и проток погонског гаса. Повећањем критичне површине, већи масени проток погонског гаса условљава и већу количину кретања на излазу из млазнице што изазива повећање протока секундарног флуида.

Предмет истраживања ове докторске дисертације подељен је у три различите целине. Први део дисертације се односи на примену суперсоничног гасног ејектора са константим геометријским карактеристикама у расхладном процесу при десалинизацији воде. У овом делу дисертације представљени су најзначајнији недостаци суперсоничног гасног ејектора са геометријом константног пресека и појашњени су мотиви који се тичу предности примене суперсоничног гасног ејектора



са млазницом променљивог попречног пресека. Вишекритеријумском оптимизацијом и моделима вишекритеријумског одлучивања одређене су геометријске карактеристике постројења за десалинизацију воде из геотермалних извора и ејекторског расхладног уређаја. Циљ оптимизације се састоји у одређивању геометријских карактеристика целокупног постројења у циљу минимизације инвестиционих трошкова, ексергетских губитака и максимизације профита. Коришћењем метахеуристике мравојед (енг. „Antlion”) и интегрисаног алгорита Аналитичког хијерархијског процеса (енг. „Analytical hierarchy process,, скраћено АНР) и метода организације рангирања преференција за евалуацију (енг. „Preference ranking organization method for enrichment evaluation” скраћено PROMETHEE II) – АНР-PROMETHEE II за вишекритеријумско одлучивање, димензионисани су сви апарати и уређаји у постројењу. Коришћењем детаљне факторске анализе одређени су инвестициони трошкови постројења, коришћени као први критеријум при оптимизацији. Процент оперативних трошкова постројења израчунат је профит, који је коришћен као други критеријум у вишекритеријумској оптимизацији, док су укупни ексергетски губици коришћени као трећи критеријум. За Парето фронт који је одређен вишекритеријумском оптимизацијом, применом метода одлучивања, уз унапред задате тежинске факторе који су у складу са тренутним тржишним трендовима, одређене су прецизне геометријске карактеристике свих компонената постројења. Приказани су укупни ексергетски губици постројења, заједно са уделом губитака суперсоничног гасног ејектора у истим. У случају промене параметара рада постројења детаљно је представљен мотив зашто би суперсонични гасни ејектор са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека знатно побољшао перформансе рада постројења.

Предмет истраживања другог дела дисертације се заснива на одређивању процесних параметара ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека. Развијен је широк дијапазон различитих типова млазница са променљивим попречним пресеком. Међутим, и даље се велики број истраживача бави проблемом смањења неповратности процеса при истицању из млазнице. Поред тога, сложене конструкције млазница представљају додатни ограничавајући фактор у примени истих код суперсоничних гасних ејектора. Конвергентно-дивергентна млазница анализирана у овој дисертацији се састоји од шиљка и цилиндра. Геометрија шиљка је изведена тако да у што могуће већој мери умањи неповратности изазване појавом ударних таласа. У складу са основним законима одржања супстанције,

енергије и количине кретања при изентропском истицању гаса из млазнице представљена је функција која дефинише геометрију шиљка. Карактеристике новог типа конвергентно-дивергентне млазнице са променљивим попречним пресеком су приказане на суперсоничном гасном ејектору у оквиру експерименталног постројења за индустријску намену. У експерименталном постројењу као погонски гас у ејектору коришћена су два гаса на два различита ејектора: природни гас и рафинеријски гас, док се као усисавани гас у оба случаја користио отпадни гас из процеса у постројењу, обogaћен малом количином високоексплозивног винил-ацетата.

С обзиром на сличне карактеристике природног гаса и отпадног гаса, под претпоставком да су оба гаса истог састава, извршене су нумеричке симулације стационараног рада ејектора са млазницом променљивог попречног пресека. За различите положаје шиљка, геометријске карактеристике и различите вредности улазних и излазних величина добијен је широк дијапазон рада ејектора. Поред тога, карактеристике струјне слике ејектора су детаљно анализирани посредством ових симулација. Резултати нумеричких симулација су поређени са експерименталним подацима и аналитичким моделима, без модификованих фактора који утичу на дисипативне ефекте унутар ејектора. На основу добијених симулација и експерименталних података, детаљно су анализирани предности и недостаци коришћења ејектора са новим типом конвергентно-дивергентне млазнице са променљивим попречним пресеком.

У трећем делу дисертације имплементирани су оптимизациони методи и алгоритми машинског учења у циљу адаптације постојећих математичких модела суперсоничних гасних ејектора, на случајеве када се користи млазница променљивог попречног пресека. Основни аналитички изрази, различитих модела за димензионисање ејектора, прилагођени су подацима добијеним експерименталним истраживањима. Ефикасност сваког дела ејектора (млазнице, коморе за мешање, усисне коморе и дифузора) евалуиран је посредством изведених аналитичких израза за одговарајуће факторе у сваком аналитичком моделу. Одређивање фактора, при којима је добијена најмања квадратна разлика између аналитичких и експерименталних података, спроведено је коришћењем одабраних оптимизационих метода у зависности од изабраног аналитичког модела. Утицај различитих састава гасова на ефикасност делова ејектора је приказан регресионим кривама. На овај начин је грешка предикције аналитичких модела знатно смањена у поређењу са експерименталним подацима. У циљу даљег побољшања предиктивних перформанси аналитичких модела, коришћењем

експерименталних резултата и посредством алгоритма машинског учења „Мешавина експерата” (енг. „Mixture of Experts”, скраћено МоЕ), формиран је комбиновани модел за предикцију перформанси рада ејектора. Услед коришћења МоЕ алгоритма анализирани су перформансе свих разматраних модела у различитим опсезима односа попречних пресека и притисака.

## 1.2 Хипотезе

У овој докторској дисертацији полази се од следећих општих хипотеза:

- $X(0)$ - Развијањем новог типа конструкције млазнице, који се састоји од шиљка и цилиндра, знатно се умањује ефекат неповратности изазван ударним таласима и последично повећава количина кретања гаса на излазу из млазнице.
- $X(1)$ - Гасодинамички образци и основни закони одржања супстанције, енергије и количине кретања могу се користити у развијању модела за одређивање геометрије шиљка, који ће за различите протоке гаса одржавати исти однос критичног и излазног попречног пресека млазнице.
- $X(2)$ - Могуће је искористити постојеће аналитичке изразе за предвиђање рада суперсоничних гасних ејектора. Обрадом резултата експеримената и нумеричких симулација, могуће је утврдити ефикасност делова ејектора ради повећања поузданости аналитичких израза.
- $X(3)$ - Ејектор са новоразвијеном конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека може да покрије широк дијапазон режима рада за различите вредности притисака на излазу из ејектора и различите положаје млазнице. За различите вредности масеног протока усисаног гаса на улазу у инсталацију, при сталним притисцима погонског и усисаваног гаса, могуће је одржавати коефицијенте усисавања и компресије у уским границама.
- $X(4)$ - Коришћењем суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека могу се постићи много боље радне карактеристике у поређењу са суперсоничним гасним ејектором константне геометрије.

Посебне хипотезе које су коришћене у овој докторској дисертацији су:

- $X(5)$ - Код гасова сличног састава применом компјутерске динамике флуида (енг. „Computational fluid dynamic”, скраћено CFD), перформансе предикције рада

суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног не разликују се значајно од резултата добијених експериментима.

- $X(6)$ - Аналитичким моделима за предикцију перформанси суперсоничног гасног ејектора, у комбинацији са МоЕ алгоритмом, добија се комбиновани модел који има боље перформансе предикције у поређењу са свима анализираним моделима.
- $X(7)$ - Визуелизацијом комбинованог модела, добијеног применом МоЕ алгоритма на аналитичким моделима, може се утврдити који аналитички модел има најбоље перформансе у области различитих односа попречних пресека и односа улазно-излазних притисака.

### 1.3 Циљ истраживања

Циљ истраживања дисертације се састоји од три целине. Циљ првог дела дисертације усмерен је ка приказу мотивације која се односи на проблематику коришћења суперсоничних гасних ејектора са млазницом константног попречног пресека. На примеру расхладног циклуса у оквиру процеса десалинизације геотермалне воде, приказано је да у стационарном режиму суперсонични гасни ејектор може да ради стабилно, док при промени улазних величина исти није у могућности да одржава жељене процесне перформансе.

У другом делу дисертације, циљ истраживања је оријентисан ка доказивању да специјално дефинисана геометрија шиљка заједно са цилиндром може да покрије широк дијапазон опсега рада, ради постизања жељених резултата који се односе на вредности коефицијента усисавања и излазног притиска. Поред тога, потребно је развити нумерички модел ејектора са перформансама предикције које се добро поклапају са измереним подацима. Односно, за претходно постављен нумерички модел, циљ је растумачити струјну слику добијену при различитим положајима шиљка и за различите вредности улазних величина.

Последњи део дисертације има за циљ да покаже да примена аналитичких модела комбинованих са статистичким методама, оптимизационим алгоритмима и алгоритмима машинског учења, може веродостојно да оцени процесне перформансе рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека.

Генерално, ова дисертација има за циљ да објасни процесне феномене рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека и развије аналитички модел за евалуацију рада истог.

## 1.4 Методи истраживања

Основни методи истраживања који су коришћени при решавању постављеног проблема су следеће:

- Метод дескрипције се користити за описивање појава и процеса од интереса, уз објашњења важних обележја описаних појава и процеса, уочавање законитости и узрочних веза и односа.
- Метод анализе се употребљава кроз поступак научног истраживања рашчлањивањем сложених појмова, судова и закључака на њихове једноставније саставне делове и елементе, односно кроз поступак мишљења од посебног ка општем.
- Метод синтезе се примењује путем спајања једноставних судова у сложеније и кроз процес уопштавања, чиме ће се доћи до систематизованог знања, односно до изградње теоријског знања у правцу од посебног ка општем.
- Метод мерења се користи са циљем да се добију резултати предложених решења (модела), који ће служити за поређење квалитета различитих решења;
- Компаративни методи се примењују приликом упоређивања експерименталних резултата са резултатима добијених из аналитичких и нумеричких симулација.
- Метод моделирања се примењује кроз развој аналитичког модела конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека, који се експериментално истражује, са циљем да се добијени резултати и модели могу пренети и на реалну појаву;
- Статистички методи (регресиони методи) су коришћени за добијање функционалне зависности између фактора ефикасности и геометријских карактеристика ејектора са млазницом променљивог попречног пресека, као и математички модели за валидацију добијених регресионих функција и њихову верификацију.

У оквиру ове докторске дисертације су коришћени софтвери Matlab и Ansys Fluent за имплементацију свих нумеричких, аналитичких и статистичких модела. Такође је детаљно описана апаратура која је коришћена у експерименталним методима испитивања суперсоничних гасних ејектора са млазницом променљивог попречног

пресека. Нумерички експерименти су спроведени на истој, јасно дефинисаној хардверској и софтверској инфраструктури чиме се омогућава транспарентност и поновљивост свих експеримената, а сва поређења су фер и коректна. Сви експерименти се проверавају на што већем броју примера, како закључци не би били појединачни, већ генерални.

## 1.5 Структура рада

Структура докторске дисертације обухвата следеће оквирне целине:

- Преглед литературе и приказ постојећих радова у области суперсоничних гасних ејектора са конвергентном-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека приказан је у поглављу 2.
- Примена суперсоничног гасног ејектора у оквиру расхладног циклуса постројења за десалинизацију воде приказана је у поглављу 3. Приказана је целокупна вишекритеријумска анализа постројења и представљен је утицај ејектора на термодинамичку ефикасност и економску исплативост постројења. У оквиру овог поглавља представљени су недостаци суперсоничног гасног ејектора са константном геометријом у поређењу са суперсоничним гасним ејектором са млазницом променљивог попречног пресека.
- Аналитички модел конвергентно-дивергентне млазнице са променљивим попречним пресеком приказан је у поглављу 4. Описан је ток експерименталних испитивања ејектора на индустријском постројењу и статистичка обрада добијених података. Аналитичка и нумеричка симулација ејектора и дискусија добијене струјне слике, за различите положаје шиљака и излазне притиске, представљена је у овом поглављу.
- Различити аналитички модели, заједно са новоразвијеним методом који је коришћен за одређивање ефикасности делова ејектора, приказани су у поглављу 5. У истом поглављу приказана је примена МоЕ алгорита на експерименталним подацима, у циљу евалуације перформанси предикције аналитичких модела и формирања комбинованог модела. Поред тога, представљено је подручје примене развијеног модела.
- Закључак о оствареним резултатима, научном и инжењерском доприносу докторске дисертације и предлог наставка истраживања у овој научној области приказан је у 6. поглављу дисертације.



## **2 Преглед литературе и приказ постојећих истраживања у области суперсоничних гасних ејектора са конвергентном-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека**

Употреба гасних ејектора у индустријске сврхе датира још од касног 19. века када су парни ејектори са ниским степеном усисавања коришћени као компресори, у циљу подизања притиска прегрејане водене паре из котловског постројења [13, 14]. Услед једноставне конструкције и ниских производних цена, гасни ејектори се данас користе у различитим областима индустрије, као што су: расхладна техника [8], вакуум системи [15] итд.

Почеци изучавања ејектора на Машинском факултету датирају из периода када су уведени предмети Транспорт чврстих материјала цевима и Транспорт флуида цевима. Професор Мане Шашић у уџбенику [16] представља математички модел воденог ејектора (погонска и усисавана течност нестишљиви флуиди) у циљу одређивања оптималне геометрије ејектора. У збирци решених задатака проф. Шашић приказује неколико примера прорачуна ејектора и њихове примене у индустрији [17]. Заједно са својим докторантом др Љубомиром Петровићем проф. Шашић објавио је рад на тему одређивања оптималних струјних и геометријских параметара воденог ејектора и ејектора за хидротранспорт [18]. Након преузимања предмета, проф. Предраг Марјановић наставио је да студентима предаје о ејекторима, док је др Љубомир Петровић заједно са проф. Александром Петровић објавио књигу [19] у којој је систематично приказана примена и начини моделирања ејектора за различите намене. Данас се ејектори изучавају на предметима Транспорт чврстих материјала цевима, Топлотне операције и апарати и Пројектовање, изградња и експлоатација процесних система.

Најраније експерименталне и теоријске студије које се тичу процесних феномена и начина коришћења ејектора, спроведене су током тридесетих година прошлог века. Баулин [20, 21] је први пут представио математичке моделе базиране на законима одржања супстанције и количине кретања за моделирање струјних појава ејектора код кога се течности (нестишљиви флуиди) користе као погонски и усисаван флуид. Развијени математички модел је верификован на експерименталним подацима, показавши се као довољно добар при моделирању ејектора. Кенан [22, 23] је први представио математичке моделе суперсоничних гасних ејектора базиране на



претпоставкама о константним притисцима и константој површини коморе за мешање. Теоријска исраживања која су увела основе прорачуна везаних за моделе струјања у суперсоничним гасним ејекторима представљена су у радовима [24, 25]. Први пут је дато детаљно објашњење могућих начина рада суперсоничног гасног ејектора. Критични режими суперсоничног гасног ејектора описани су са два типа загушења. Први критични режим је описан појавом загушења у конвергентно-дивергентној млазници, насталог услед струјања гаса брзином већом од брзине звука. Други критични режим је описан појавом загушења у комори за мешање, када усисавани гас у одређеном пресеку коморе за мешање постиже критичну брзину, односно брзину звука. На основу скорашњих истраживања, показује се да други критични режим одговара Фабријевом ефекту загушења у комори за мешање, представљеном у раду [26]. Постојање другог критичног режима је експериментално верификовано, иако се не може још увек у потпуности објаснити ефекат настанка оваквог феномена струјања нити се може исти јасно препознати посредством струјних слика. У студији [27] приказана је детаљна анализа стања загушења коришћењем CFD модела. За унапред дефинисану геометрију и радне услове, струјна слика Фабријевог ефекта загушења у потпуности одговара опису појаве настале загушењем при другом критичном режиму. Примећено је да при другом критичном режиму долази до појаве Y-ударних таласа. Ова појава се даље може користити као начин да се региструје појава загушења при другом критичном режиму.

Методи евалуације односа усисавања (енг. „*Entrainment Ratio*” скраћено *ER*) и масеног протока усисаваног флуида у другом критичном режиму су приказане у [8]. У раду [28] аутори су показали да ејектори који раде у другом критичном режиму имају најмању генерацију ентропије, односно постижу максималну ексергетску ефикасност. Поред тога, овај режим рада одговара режиму где се за најмање уложене енергије постижу највећи односи усисавања, то јест остварује се највећи масени проток усисаваног флуида.

Поред претходно поменути два критична режима, примећено је да у току хомогенизације мешавине, иста може да постигне брзине звука у комори за мешање. Велики број експерименталних студија који се тичу суперсоничних гасних ејектора са конусном комором за мешање, потврдило је постојање трећег критичног режима [29, 30]. Иако је опште познат узрок настанка трећег критичног режима, начин одређивања када ће он доћи и на ком месту још увек није добро објашњен. Место настанка другог критичног режима је битно код ејектора са конусном комором за мешање, зато што се у

односу на њега одређује  $ER$ . Цегелски је предложио модел за одређивање места и начина настанка трећег критичног режима [29, 30]. Одређивањем генерације ентропије у другом и трећем критичном режиму, могуће је предвидети место настанка и  $ER$  трећег критичног режима. Показано је да постојање трећег критичног режима зависи од хемијског састава гасова и од унутрашње геометрије ејектора. У случају коришћења истих састава погонског и усисаваног гаса, у случају геометрије са цилиндричном комором за мешање, може се доказати да неће доћи до трећег критичног режима рада. Развијени модел је експериментално верификован на великом броју ејектора у различитим условима.

Велики број истраживања бави се оптимизацијом унутрашњих геометријских величина ејектора за различите улазне податке. Хуанг [31] је развио најчешће коришћен модел, посредством кога се аналитички може одредити оптимална геометрија ејектора. Показује се да се највећи  $ER$  постиже у другом критичном режиму рада ејектора, стога се радијус цилиндричне коморе за мешање, за задате почетне услове, одређује тако да ејектор ради у другом критичном режиму. Поредити  $ER$  ејектора у другом критичном режиму добијеног аналитичким моделом са експерименталним резултатима, показује се да аналитички модел довољно добро предвиђа процесне параметре ејектора. Велики број других истраживања заснива се на поједностављењу постојећег модела [32, 33]. Поред тога многа истраживања се баве проширењем Хунаговог модела на докритичне режиме (режимо у коме не долази до загушења) [34, 35]. Антонио [36] је представио интегрисани метод за одређивање оптималне геометрије коморе за мешање суперсоничних гасних ејектора. Овај модел је базиран на термодинамичкој анализи једнодимензионог изентропског струјања идеалног гаса са додатим губицима у преткомори, комори за мешање и дифузору. Модел је валидиран на три стотине парних ејектора и показује да су релативне грешке  $ER$  мање од 5%, у поређењу са резултатима добијеним експериментима.

Примена нумеричких симулација, односно компјутерске динамике флуида, иако изузетно скупа у погледу рачунарских ресурса, представља један од најзаступљенијих метода у анализи процесних и струјних феномена у ејекторима. Нумерички модели омогућавају испитивање рада ејектора компликованих геометрија у циљу евалуације  $ER$  [37]. Поређењем вредности  $ER$  добијених термодинамичким моделима и нумеричким симулацијама приказано је у [38]. Показује се да термодинамички модели имају нешто виши  $ER$  у критичним режимима и мало мање вредности односа компресије (енг. „Compression Ratio”, скраћено CR) за исти  $ER$ . Иако се посредством

нумеричких модела могу анализирати процесни феномени ејектора, не може се са сигурношћу тврдити да исти могу веродостојно да предвиде перформансе рада ејектора. Један од највећих проблема који је везан за нумеричку симулацију рада суперсоничног гасног ејектора, односи се на избор модела турбуленције [39]. Још увек не постоји општи став о томе који модел турбуленције треба користити при моделирању суперсоничног гасног ејектора. Бесагни [40] је поредио седам различитих турбулентних модела за различите услове струјања на зиду цеви. Показује се да  $k - \omega$  SST (енг. „*shear-stress transport*“) модел има најбоље перформансе предикције  $ER$  у поређењу са експерименталним подацима. Релативне грешке овог модела су у просеку око 10%. Поред тога, примена овог турбулентног модела показује да се ударни таласи јављају у комори за мешање на оним местима која су потврђена и експериментом. Балабел [41] је показао да коришћењем  $k - \omega$  SST модела нумеричке симулације постижу најбоље резултате мерене вредностима статичких притисака у излазном пресеку конвергентно-дивергентне млазнице.

Основни недостатак рада суперсоничног гасног ејектора, са константном геометријом, односи се на немогућност одржавања константних коефицијената  $ER$  и  $CR$  приликом промене масеног протока усисаваног гаса. Односно, показује се да суперсонични гасни ејектор са константном геометријом нема широк дијапазон рада. Услед малих промена улазних параметара, драстично се мењају вредности излаза. Из наведеног следи да суперсонични гасни ејектор са константном геометријом не може бити коришћен у нестационарним процесима. У случају када су познати различити радни режими суперсоничног гасног ејектора, анализом великог броја ејектора са константном унутрашњом геометријом, бира се онај који показује најбоље просечне перформансе рада измерене посредством коефицијената  $CR$  и  $ER$ . Тонгтип [42] је поредио шест различитих млазница ејектора и посматрао њихов утицај на перформансе рада ејекторског расхладног циклуса при различитим радним режимима. Две млазнице су имале исти попречни пресек грла млазнице, али различити однос излазног и критичног попречног пресека, док су остале четири млазнице имале исти однос попречних пресека, али различите попречне пресеке грла млазнице. Показано је да се коришћењем већег грла млазнице, при раду у режимима са нижом температуром, добија већи коефицијент расхладног учинка (енг. „*Coefficient of Performance*“, скраћено  $COP$ ) за различите режиме рада.

У циљу евалуације рада ејектора, важно је анализирати ефикасност рада компоненти истог. Бројни методи засновани на аналитичким и нумеричким начинима

анализе ефикасности ради компоненти су развијени [43, 44]. Варга [45] је користио осно-симетрични нумерички модел у циљу добијања ефикасности компоненти рада ејектора за различита грла млазница при константним односима попречних пресека. Бесагни [46] је престадио интегрисани параметарско–нумерички метод за евалуацију рада ејектора при првом критичном режиму. Предложени модел је коришћен у циљу анализе ефикасности компоненти при различитим улазним параметрима. Добијени резултати су експериментално верификовани. Модел је успешно имплементиран у циљу анализе перформансе конвергентно-дивергентне млазнице ејектора у системима са горивим хелијама [47]. Утицај дисипативних ефеката насталих услед трења, на ефикасност компоненти ејектора приказан је у [48].

Други начин решавања недостатака приликом рада суперсоничног гасног ејектора је применом конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека. Коришћењем млазнице променљивог попречног пресека мења се критична површина млазнице и последично масени проток погонског гаса [49]. Промена масеног протока погонског гаса има директан утицај на промену битних геометријских односа унутар ејектора што утиче на понашање истог. На овај начин је дијапазон рада суперсоничног гасног ејектора знатно проширен. Различите студије потврђују предности примене суперсоничних гасних ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека у великом броју случајева. Ли и други [50, 51] експериментално су показали утицај коришћења гасног ејектора са варијабилном млазницом у вишестепеним испаривачима ејекторског расхладног система. Показује се да енергетска ефикасност оваквих система може да буде побољшана за 12% применом ејектора са млазницом променљивог попречног пресека. Млазница која је коришћена у овом експерименту састојала се од конусног шиљка и цилиндричне чауре. Доказано је да положај шиљка у различитим радним режимима има огроман утицај на перформансе система исказане смањењем потрошње енергије. Експериментална верификација предности коришћења ејектора са млазницом променљивог попречног пресека у поређењу са ејектором константе геометрије приказана је у [52]. Слично као у претходном, показано је на примеру ејекторског расхладног циклуса, да позиција шиљка детерминише *COP* процеса. У случају различитих захтева за хлађењем, оптималан притисак у кондензатору, при коме је *COP* процеса највиши, одређен је положајем шиљка млазнице гасног ејектора. Денис и други [53] су предложили нови начин конструкције конвергентно-дивергентне млазнице са варијабилним критичним и

излазним попречним пресецима у циљу побољшања перформанси расхладног система на соларну енергију. Дисипативни ефекти вискозности анализирани су у раду [54].

Сличне резултате је добио и Варга [55], показавши да у одређеним ситуацијама положај шиљка ејектора може да повећа *COP* до 35%. Ипак, услед једноставне конструкције конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека, дисипативни ефекти настали појавом ударних таласа могу знатно утицати на перформансе истог, смањујући значајно оперативне режиме ејектора у врло уским границама, за константне улазне притиске примарног и секундарног гаса, при промени масеног протока примарног гаса. Појава ударних таласа унутар млазнице ејектора изазива огромне неповратности које као последицу имају високе падове тоталних притисака. Чен [56] је развио дводимензиони модел за евалуацију рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека. Поређењем са експерименталним резултатима показано је да развијени модел довољно добро предвиђа перформансе ејектора. Нумеричке симулације су спроведене у циљу објашњења феномена струјања. Показује се да променом карактеристичних попречних пресека млазнице долази до значајних промена карактеристика рада ејектора.

У свим претходно наведеним студијама се конвергентно-дивергентна млазница променљивог попречног пресека састоји од конусног шиљка и цилиндра. Променом положаја шиљка мења се критични и излазни попречни пресек млазнице. Ипак, ејектори са оваквим типом млазнице нису у могућности да односе *CR* и *ER* одржавају у уским границама при промени масеног протока погонског и усисаваног гаса, за константне притиске и температуре примарног и секундарног гаса (почетне услове).

У овој дисертацији представљен је нови модел суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека, која се састоји од шиљка комплексног геометријског облика и цилиндра. Померањем шиљка мења се критична површина попречног пресека и последично масени проток усисаваног гаса. Шиљак је профилисан тако да одржава односе критичне и излазне површине попречног пресека млазнице смањујући дисипативне ефекте настале појавом правих ударних таласа [57].

Имајући у виду да је савремени тренд истраживања усмерен ка коришћењу отпадног или нискотемпературског горива [58], постоје бројни примери како се исти може на најекономичнији и најбезбеднији начин искористити [59, 60]. Поступци сагоревања веома опасних, експлозивних, токсичних гасова са ниском енергетском вредношћу приказани су у радовима [61, 62]. Један од начина искоришћења опасних,

отпадних гасова ниског притиска је коришћењем гасних ејектора, који су много безбеднији од струјних машина где се користи електрична енергија. Мешањем експлозивног гаса са неким инертним или мање опасним гасом у одговарајућем односу, настаје мешавина која није опасна и стога је безбедна за сагоревање. У раду [63] приказан је преглед метода искоришћења нискоенергетских гасова посредством гасних ејектора, док је у раду [64] приказано поређење различитих система за искоришћење отпадних гасова. Студија оправданости [65] коришћења система за искоришћење отпадног гаса посредством ејектора указује да је период поврата инвестиције око 2,5 године и да се количина гасова са ефектом стаклене баште знатно смањује коришћењем оваквог система. Оптимизација унутрашње геометрије суперсоничног гасног ејектора, коришћеног при усисавању отпадних гасова, извршена посредством нумеричких модела, верификована је експериментима и приказана у [66].

С обзиром на чињеницу да је масени проток отпадног гаса из постројења најчешће променљив и зависан од самих процеса у постројењу, у случају коришћења гасног ејектора, исти мора да буде у способности да мења своје радне режиме у широким границама. Стога је и систем за искоришћење отпадних гасова идеалан за тестирање рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека. У овој дисертацији извршена је експериментална анализа рада суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека на примеру мешања високо запаљивог гаса са високом концентрацијом винил-ацетата, са природним гасом. Приказане су карактеристике рада ејектора у различитим режимима. Експериментални резултати коришћени су као еталон за верификацију аналитичких и нумеричких модела.

Суперсонични гасни ејектор са млазницом променљивог попречног пресека анализиран је посредством нумеричких симулација. Резултати добијени нумеричким симулацијама поређени су са резултатима добијеним посредством аналитичких модела и експеримената. У циљу побољшања перформанси предикција аналитичких модела коришћени су оптимизациони методи ради утврђивања ефикасности компоненти ејектора. Као оптимизациони алгоритам коришћен је метахеуристика мравојед. Ефикасности компонената представљене различитим аналитичким моделима су оптимизоване, тако да имају што веродостојније перформансе предикције. Анализа оптимизованих модела извршена је посредством МоЕ алгоритма [67]. Исти је коришћен и при формирању комбинованог статистичког модела са најбољим перформансама предикције.

У наредном поглављу приказан је пример примене суперсоничног гасног ејектора са константом геометријом у оквиру ејекторског расхладног циклуса постројења за десалинизацију геотермалне воде и изложене су основне предности које се могу постићи применом суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека.

### **3      Примена суперсоничног гасног ејектора на примеру постројења за десалинизацију воде из геотермалних извора**

Један од најзаступљенијих проблема данашњице повезан је са производњом пијаће воде. Десалинизација воде је актуелна област истраживања многих научника и истраживача [68]. Десалинизација је дефинисана као процес одстрањивања свих минерала који садрже позитивне и негативне јоне, остављајући потпуно чисту воду или воду са јако малом концентрацијом јона и минерала[69].

Иако велики број различитих технологија имају за циљ да смање јединичну цену производње десалинизоване воде, још увек ниједна од њих није доминантна у свим условима производње [70]. Данас се најчесталије користе процеси десалинизације засновани на реверзној осмози и технологије директне мембранске дестилације. Малаеб [71] је приказао свеобухватну студију прегледа технологија заснованих на коришћењу реверзне осмозе. Показана су иновативна решења која се користе у процесу реверзне осмозе, а тичу се запрљања мембране, управљања и нових материјала коришћених за мембране. Поред наведеног, дати су и примери примене реверзне осмозе у различитим индустријама и наглашене су мане које се тичу јединичне цене производње десалинизоване воде

Поред реверзне осмозе, наглашено је да је технологија директне мембранске дестилације широко распрострањена, стога се и стално предлажу нови математички модели и побољшања исте. Кхалифа [72] је представио аналитички модел технологије директне мембранске дестилације. Модел је верификован поређењем добијених резултата са извршеним експериментима. Показано је да исти даје задовољавајуће перформансе за различите термодинамичке параметре. Зао [73] је показао могућа побољшања перформанси одрживости код технологије директне мембранске дестилације, док је Локаре [74] евалуирао перформансе добијене коришћењем хидрофобних микрофилтера за третирање воде високог салинитета.

Иако процеси десалинизације засновани на технологији термоиспаривачке компресије нису профитабилни као претходно наведене технологије, они имају велики утицај на развој процеса десалинизације. Коришћење соларне енергије као енергента у процесима термоиспаривачке компресије је један од најчистијих и најодрживијих метода приказним у [75]. Алелјани и други [76] су представили постројење за десалинизацију базирано на интегрисаној, вишеструкој дестилацији у циљу смањења



укупних трошкова. Поред тога, развијени модел је анализиран са становништва генерације ентропије. Показано је да вишеструка дестилација може да смањи јединичне трошкове производње воде за око 19% и да смањи трошкове процеса кондензације паре расхладним системом за око 44% у поређењу са класичним једноструким системима. Поред тога, у раду [77] демонстриран је утицај коришћења расхладног система са бинарном мешавином заједно са процесом интегрисане вишеструке дестилације. Представљене су предности инсталације које се односе на смањење трошкова у односу на конвенционалне технологије. Утицај запрљања размењивачких површина на продуктивност и профит постројења при десалинизацији воде из геотермалних извора приказана је у [78].

У циљу повећања ефикасности система, једноструки и вишеструки оптимизациони алгоритми су скоро постали изузетно популарни у циљу повећања енергетске, ексергетске ефикасности и безбедности и смањења трошкова постројења за десалинизацију воде [79]. Оптимизација постројења за десалинизацију воде комбинованог са вишеструким расхладним постројењем са бинарном смесом приказана је у [80]. Три функције циља су коришћене у циљу одабира оптималних димензија процесних апарата и машина и одређивања термодинамичких стања процеса. Добијени Парето фронт представљен је у три димензије са осамом које представљају минималне јединичне трошкове производње, масени проток десалинизоване воде и коефицијент корисности. Резултат оптимизације је показао да коришћење исте може значајно да побољша процес.

На сличан начин, вишекритеријумска оптимизација коришћена је и при оптимизацији процеса реверзне осмозе и приказана је у [81]. Сегурадо [82] је представио методологију за оптимизацију величине и оперативних стратегија десалинизационог постројења које користи енергију ветра. Основни проблем овог поступка је немогућност оптимизације постројења са становништва дискретних варијабли које могу да имају велики утицај за инвеститоре.

Хајех [83] је представио имплементацију АНР метода у циљу одређивања оптималних одлука које се односе на избор технологије за десалинизацију. Слични методи и технике одлучивања су коришћене у циљу избора стратегијских одлука при одређивању локација десалинизационих постројења у Кувајту и показане су у [84]. Мосафа [85] је приказао термоеккономску анализу четири различита органска Ранкинова циклуса (енг. „*Organic Rankine Cycle*” скраћено ORC). Ова постројења користила су геотермалну енергију као топлотни извор. Резултати спроведеног

истраживања показују да се најнижи ексергетски губици и највише ефикасности добијају из ОРЦ циклуса са размењивачима топлоте за додатно искоришћење енергије садржане у геотермалној води. Максимални енергијски и ексергетски степен искоришћења постројења, добијен оптимизацијом износи, 35,76% и 39,93%. Слична метода вишекритеријумске оптимизације на бази економских, енергетских и фактора околине је спроведена код десалинizacionог постројења са топлотним извором ниске температуре [86]. Добијени резултати показују да критеријум инвестиције није позитивно корелисан са специфичном потрошњом енергије, док је исти позитивно корелисан са смањењем емисије гасова са ефектом стаклене баште. Додатно је показано да највећи утицај на емисију гасова са ефектом стаклене баште има потрошња електричне енергије узрокована радом пумпи.

Технологија десалинзације воде из геотермалних извора заснована на термоисправачкој компресији може бити исплатива, у случају коришћења модела математичког програмирања у циљу исправног избора пројектних параметара истог. Поред тога, овако изабрано постројење може имати занемарљиво мали негативни утицај на човекову животну и радну околину.

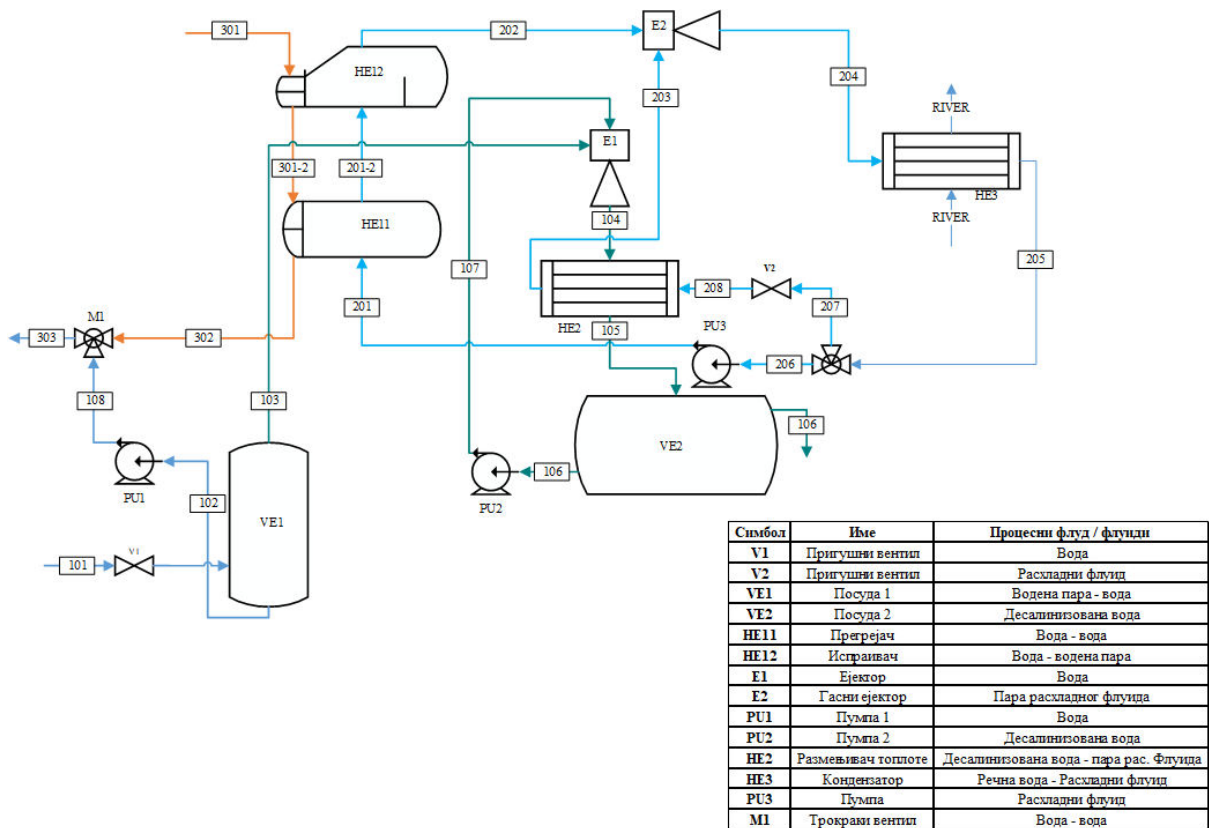
У овом поглављу биће анализирано постројење за десалинзацију воде из геотермалних извора, комбиновано са ејекторским расхладним системом. Посредством закона о очувању масе и енергије у комбинацији са факторском анализом и другим принципом термодинамике, постављене су функције циља које су оптимизоване. Три различите функције циља су дефинисане: минимизација укупних ексергетских губитака, укупног трошка инвестиције и максимизација профита. С обзиром да ове функције циља директно зависе од термодинамичких стања постројења које имају реалне вредности, коришћен је вишекритеријумски алгоритам за оптимизацију мравојед (енг. „*Multi-objective Antlion optimizer*” скраћено MAOLO). Три различита Парето фронта су добијена за сваки од процесних флуида коришћених у расхладном циклусу R11, R114 и R717. У сваком оптимизационом сценарију две стотине стања на Парето фронту су добијена што чини укупно 600 различитих конструктивних решења постројења. Поред минимизације ексергетских губитака, укупних инвестиционих трошкова и максимизације профита, коришћена су три додатна дискретна критеријума која се тичу заштите животне и радне средине за сваки од претходно добијених конструктивних решења. Вишекритеријумским одлучивањем АНП-PROMETHEE II, уз доношење преференци које одговарају тржишним захтевима изабрано је постројење које минимизује утицај на озонски омотач (енг. „*ozone depletion potential*”, скраћено

ODP), утицај на глобално загревање (енг. „*global warming potential*”, скраћено GWP), токсичност расхладних флуида, укупну инвестицију и ексергетски губитак, док максимизује профит постројења. Презентована методологија је поређена са истом процедуром само без узимања у обзир ексергетских губитака постројења. Поред тога, примењена је анализа сензитивности и дискутовани су добијени резултати.

На основу претходног примера објашњена је мотивација за примену суперсоничних гасних ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека и дата су објашњења зашто примена истих може значајно да утиче на профитабилност и одрживост анализираног постројења.

### **3.1 Постројење за десалинизацију воде са ејекторским расхладним циклусом**

Анализирано постројење за десалинизацију воде са ејекторским расхладним циклусом приказано је на слици 1. Термодинамичка стања радног и процесног флуида су представљена бројевима са три цифре. У постројење улази геотермална вода коју је потребно десалинизовати (стање 101). Масени проток и температура воде су  $\dot{m}_{101} = 1 \text{ kg/s}$  и  $t_{101} = 82 \text{ }^\circ\text{C}$ . Услед ниског притиска у посуди VE1, који се одржава посредством водено-гасног ејектора E1, геотермална вода испарава. Пара настала исправањем геотермалне воде усисава се ејектором E1, намешава са погонском водом где се врши њена кондензација, тако да се вода на излазу из ејектора налази у течном агрегатном стању (стање 104). У циљу одржавања константе вредности температуре воде на излазу из ејектора која износи  $t_{105} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , потребно је стално хладити воду посредством размењивача топлоте HE2. Услед ниске разлике температура између расхладне воде из околног понора и десалинизоване воде, користи се ејекторски расхладни циклус. Део охлађене десалинизоване воде (стање 105) из посуде VE2 одлази у пумпу PU2 и користи се као погонска вода у ејектору E1. Кључала вода из посуде VE1 (стање 102) улази у пумпу PU1 и намешава се са водом на излазу из предгрејача HE11. Мешавина воде на излазу има високу температуру и последично ексергију, стога се може користити за бројне намене (нпр. грејање санитарне воде). Стога се ексергија ове воде не узима у прорачун губитака ексергије постројења.



**Слика 1** Шематски приказ постројења за десалинизацију воде са ејекторским расхладним циклусом

Ејекторски расхладни систем састоји се од два циклуса: погонског циклуса и циклуса за хлађење. У погонском циклусу, нискотемпературска отпадна топлота, из оближњег постројења (стање 301), користи се у циљу предгревања HE11 и испаравања HE12 расхладног флуида високог притиска. Након испаравања и прегревања расхладног флуида, овај прегрејани гас се користи као примарни гас (стање 202) у суперсоничном гасном ејектору E2. Усисаван гас у ејектору E2 је прегрејана пара расхладног флуида ниског притиска. На излазу из ејектора измешани гас расхладног флуида улази у кондензатор HE3. Претпоставља се да овај гас одаје топлоту топлотном понору константе температуре (нпр. околној реци). Део расхладног флуида (стање 205) посредством пумпе PU3 је послат у прегрејач HE11. У расхладном циклусу, остатак течности расхладног флуида (стање 207) је експандиран пролазком кроз пригушни вентил V2 и послат у размењивач топлоте HE2. У овом размењивачу долази до даљег испаравања и прегревања истог. Прегрејани гас се као секундарни флуид усисава суперсоничним гасним ејектором E2 и расхладни циклус се понавља.

Представљено постројење је врло једноставне конструкције и има ниске инвестиционе трошкове у поређењу са постројењем за десалинизацију базираном на мембранским технологијама. У ситуацијама када је расположива геотермална енергија, ово постројење може бити врло интересантно за примену услед ниских инвестиционих трошкова, потенцијалног остварења великог профита и малог утицаја на животну и радну средину. Поред тога, животни век постројења је много дужи услед малих димензија пумпи и поједностављеног система за управљање.

### 3.2 Математички модел постројења

Постројење за десалинизацију воде из геотермалних извора је представљено термодинамичким моделом који има за циљ да одреди конструктивне величине коришћених процесних апарата и машина и термодинамичка стања система у номиналном радном режиму. Конструктивне карактеристике постројења су одређене на бази укупног ексергетског губитка (енг. „*exergy loss*”, скраћено *Exloss*), инвестиционих трошкова и профита. У циљу минимизације рачунског трошка процеса оптимизације, усвојено је неколико поједностављења у номиналном радном режиму.

1. Разматра се само стационарни радни режим постројења.
2. Ефекти трења и губитака топлоте у околину нису узети у обзир.
3. Макроскопска кинетичка и потенцијална енергија нису узете у обзир.
4. Температурска депресија минерализоване воде није узета у обзир.
5. У постројењу не долази ни до каквих хемијских реакција.
6. Коефицијенти пролаза топлоте су усвојени према [87] и њихове вредности су дате у табели 1.
7. Температура и притисак околине је  $t_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T_{amb} = 293,15 \text{ K}$ ) и  $p_{amb} = 101325 \text{ Pa}$  ;
8. Адијабатски степен корисности пумпе је  $\psi_d = 0.8$  .

**Табела 1** Усвојени коефицијенти пролаза топлоте

Ознака размењивача	Процес	Коефицијент пролаза топлоте $k_p$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
HE11	Грејање	450
HE12	Испаравање	700
HE2-1	Испаравање	700
HE2-2	Грејање	400
HE3-1	Хлађење	450
HE3-2	Кондензација	800
HE3-3	Хлађење	450

Својства расхладних флуида и воде одређене су помоћу софтверског додатка CoolProp [88]. Процедура одређивања размењивачке површине изведена је методом  $\epsilon$ -NTU која је детљно приказана у [87].

Најбитније геометријске карактеристике суперсоничног гасног ејектора са константном геометријом добијене су применом модела Хуанга, док су за ефикасности ејекторских компонената коришћене корелације приказане у раду [31]. Средња апсолутна грешка (енг. „*Mean absolute error*”, скраћено *MAE*) и корелациони однос (енг. „*Correlation ration*”, скраћено *CO*) се дефинишу као:

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |y_i - y_i^c| \quad (3.1)$$

$$CO = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - y_i^c)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - y_{sr})^2}} \quad (3.2)$$

где  $y_i$  представља измерену вредност величине,  $y_i^c$  вредност добијену моделом, док  $y_{sr}$  представља средњу вредност измерених величина.

У случају модела Хуанга, *MAE* износи 8,53%, док је *CO* 0,9427. Коришћене константе и корелације за описивање ефикасности компоненти ејектора су:

$$\eta_p = 0.95 \quad (3.3)$$

$$\eta_s = 0.85 \quad (3.4)$$

$$\phi_p = 0.88 \quad (3.5)$$

$$\phi_m = 1.037 - 0.0285 \frac{A_3}{A_1} \quad (3.6)$$

где  $\eta_p$  представља коефицијент изентропске ефикасности погонског гаса при струјању кроз млазницу,  $\phi_p$  представља коефицијент који узима у обзир губитке примарног гаса у преткомори,  $\eta_s$  представља изентропску ефикасност секундарног гаса,  $\phi_m$  представља изентропски коефицијент губитака при струјању у комори за мешање,  $A_3$  и  $A_7$  представљају површине попречног пресека коморе за мешање и критичног пресека млазнице.

Компликована струјна слика водено-парног ејектора коришћеног за остваривање вакуума је основни разлог зашто за описивање рада истог не постоје релевантни једнодимензиони аналитички модели. Ипак, посредством нумеричких симулација, емпиријских и полуемпиријских корелација могуће је са задовољавајућом тачношћу описати рад истог. У овој дисертацији, масени проток и потребан притисак погонске воде одређен је полуемпиријским једначинама [89] представљеним као:

$$\dot{m}_{107} = \frac{\dot{m}_{103}}{\rho_{103} \cdot q} \cdot \rho_{107} \quad (3.7)$$

$$P_{107} = (P_{104} - P_{103}) \cdot 1.4 \cdot \left(1 + \frac{q}{15}\right)^2 + P_{103} \quad (3.8)$$

где је однос запреминских протока усисаване паре и погонске воде дефинисан као:

$$q = \frac{\dot{V}_{103}}{\dot{V}_{107}} \quad (3.9)$$

Представљени полуемпиријски модел водено-парног ејектора показује задовољавајуће перформансе у поређењу са експерименталним подацима [89]. *MAE* модела је 12,43%, док је *CO* 0,8994.

### 3.3 Ексергетска анализа постројења

Укупан ексергетски губитак постројења је одређен као сума ексергетских губитака сваке појединачне компоненте у постројењу. У циљу одређивања ексергетских губитака компоненти на основу другог принципа термодинамике приказан је биланс ентропије у стационарном стању за коначну контролну запремину као [90]:

$$\sum_i \dot{m}_{inl,i} \cdot s_{inl,i} + \dot{S}_{gen} + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \sum_j \dot{m}_{out,j} \cdot s_{out,j} \quad (3.10)$$

где  $s_{in,i}$ ,  $s_{out,j}$  представљају специфичне ентропије улаза и излаза, док  $\dot{S}_{gen}$  представља генерацију ентропије, а  $\frac{\dot{Q}_k}{T_k}$  представља промену ентропије система услед размене топлоте са околином. Ексергетски губитак се може израчунати као:

$$\dot{E}x_{loss} = T_{amb} \cdot \dot{S}_{gen} \quad (3.11)$$

Као што је речено, само физичка генерација ентропије је узета у обзир, док остали ефекти, настали услед промене кинетичке, потенцијалне или хемијске енергије, нису анализирани.

$$\dot{E}X_{loss_{E1}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{104}s_{104} + \dot{m}_{107}s_{107} - \dot{m}_{103}s_{103}) \quad (3.12)$$

$$\dot{E}X_{loss_{E2}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{204}s_{204} - \dot{m}_{202}s_{202} - \dot{m}_{203}s_{203}) \quad (3.13)$$

$$\dot{E}X_{loss_{HE11}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{302}s_{302} + \dot{m}_{201-2}s_{201-2} - \dot{m}_{201}s_{201} - \dot{m}_{301-2}s_{301-2}) \quad (3.14)$$

$$\dot{E}X_{loss_{HE12}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{202}s_{202} + \dot{m}_{301-2}s_{301-2} - \dot{m}_{301}s_{301} - \dot{m}_{201-2}s_{201-2}) \quad (3.15)$$

$$\dot{E}X_{loss_{HE2}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{105}s_{105} + \dot{m}_{203}s_{203} - \dot{m}_{208}s_{208} - \dot{m}_{104}s_{104}) \quad (3.16)$$

$$\dot{E}X_{loss_{HE3}} = T_{amb} \cdot \left( \dot{m}_{205}s_{205} - \dot{m}_{204}s_{204} + \frac{\dot{Q}_{HE3}}{T_{sur}} \right) \quad (3.17)$$

$$\dot{E}X_{loss_{V1}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{102}s_{102} + \dot{m}_{103}s_{103} - \dot{m}_{101}s_{101}) \quad (3.18)$$

$$\dot{E}X_{loss_{V2}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{208}s_{208} - \dot{m}_{207}s_{207}) \quad (3.19)$$

$$\dot{E}X_{loss_{PU1}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{108}s_{108} - \dot{m}_{102}s_{102}) \quad (3.20)$$

$$\dot{E}X_{loss_{PU2}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{107}s_{107} - \dot{m}_{106}s_{106}) \quad (3.21)$$

$$\dot{E}X_{loss_{PU3}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{201}s_{201} - \dot{m}_{206}s_{206}) \quad (3.22)$$

$$\dot{E}X_{loss_{M1}} = T_{amb} \cdot (\dot{m}_{303}s_{303} - \dot{m}_{108}s_{108} - \dot{m}_{302}s_{302}) \quad (3.23)$$

где  $\dot{E}X_{loss_{V1}}$  представља суму ексергетских губитака у пригушном вентилу V1 и посуди VE1. Укупан ексергетски губитак постројења је:

$$\dot{E}X_{loss} = \sum_{i=1}^2 \dot{E}X_{loss_{Ei}} + \dot{E}X_{loss_{HE,tot}} + \sum_{i=1}^2 \dot{E}X_{loss_{Vi}} + \sum_{i=1}^3 \dot{E}X_{loss_{Pui}} + \dot{E}X_{loss_{M1}} \quad (3.24)$$



где  $\dot{E}X_{loss_{HE,tot}} = \dot{E}X_{loss_{HE11}} + \dot{E}X_{loss_{HE12}} + \dot{E}X_{loss_{HE2}} + \dot{E}X_{loss_{HE3}}$  представља губитак ексергије у размењивачима топлоте.

$COP$  расхладног циклуса изражен је као:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{HE2}}{(\dot{Q}_{HE11} + \dot{Q}_{HE12} + Pu_{pu3})} \quad (3.25)$$

### 3.4 Упрощена економска анализа

У циљу утврђивања укупних инвестиционих трошкова постројења за десалинизацију са ејекторским расхладним системом, неопходно је користити функције трошкова сваке компоненте. По литератури се срећу функције трошкова опреме формиране у различитим временским интервалима, стога је уведена модификација истих посредством индекса трошкова постројења у процесној индустрији (енг. „*Chemical Engineering Plant Cost Index*”, скраћено СЕРСИ). Више информација и детаља о индексу СЕРСИ и начину његовог обрачунавања може се пронаћи у [91]. Функције трошкова опреме која је коришћена код постројења за десалинизацију, модификоване СЕРСИ фактором, приказане су у табели 2.

Табела 2 Функције трошкова опреме [92, 93]

Компоненте система	Функција трошка
Пумпа	$C_{ISBL,PU} = (3300 + 48 \cdot \dot{V}^{1.2}) \cdot \frac{925.8}{478.6}$
Ејектор	$C_{ISBL,E} = 148.4 + 18.04 \cdot D_{ch} - 0.02752 \cdot D_{ch}^2$
Посуда	$C_{ISBL,P} = 780 \cdot V_{ve}^{0.72} \cdot \frac{567.5}{478.6}$
Добошаста размењивач топлоте - прегрејач (HE11)	$C_{ISBL,HE} = (10000 + 88 \cdot S_{HE}) \cdot \frac{621.6}{478.6}$
Добошаста размењивач топлоте - испраивач (HE12)	$C_{ISBL,HE} = (14000 + 83 \cdot S_{HE}) \cdot \frac{621.6}{394}$
Кондензатор (HE2 и HE3)	$C_{ISBL,HE} = (6460 + 64.5 \cdot S_{HE}^{0.97}) \cdot \frac{621.6}{394}$

Укупни трошкови опреме се могу приказати као:

$$C_{E,tot} = \sum_{i=1}^2 C_{Ei} + C_{HE,tot} + \sum_{i=1}^3 C_{VEi} + \sum_{i=1}^3 C_{Pui} \quad (3.26)$$

Поред наведеног, неопходно је увести додатне факторе у циљу израчунавања укупних инвестиционих трошкова постројења. У овој дисертацији коришћена је детаљна факторска анализа [93], где су описи коришћених фактора и њихове вредности представљене у табели 3.

**Табела 3** Фактори коришћени у методи одређивања укупних трошкова детаљном факторском анализом

Име	Ознака	Вредност
Трошкови инсталације опреме	$fx_1$	0,2
Трошкови цевовода и арматуре	$fx_2$	0,2
Трошкови опреме за мерење и управљање	$fx_3$	0,3
Трошкови електричне опреме	$fx_4$	0,2
Трошкови радова на конструкцији постројења	$fx_5$	0,05
Трошкови изградње постројења	$fx_6$	0,05
Трошкови за безбедносну опрему	$fx_7$	0,05
ISBL фактор	$fx_{ISBL}$	2,05
OSBL фактор	$fx_{OSBL}$	0,1
Трошкови инжињеринга	$fx_{ENG}$	0,3
Неочекиван трошкови	$fx_{CONT}$	0,1

Укупни инвестициони (коришћена ознака *Investicija*) трошкови рачунају се као:

$$Investicija = C_{E,tot} \cdot (fx_{ISBL} + fx_{ISBL} \cdot fx_{OSBL}) \cdot (1 + fx_{ENG} + fx_{CONT}) \quad (3.27)$$

где је:

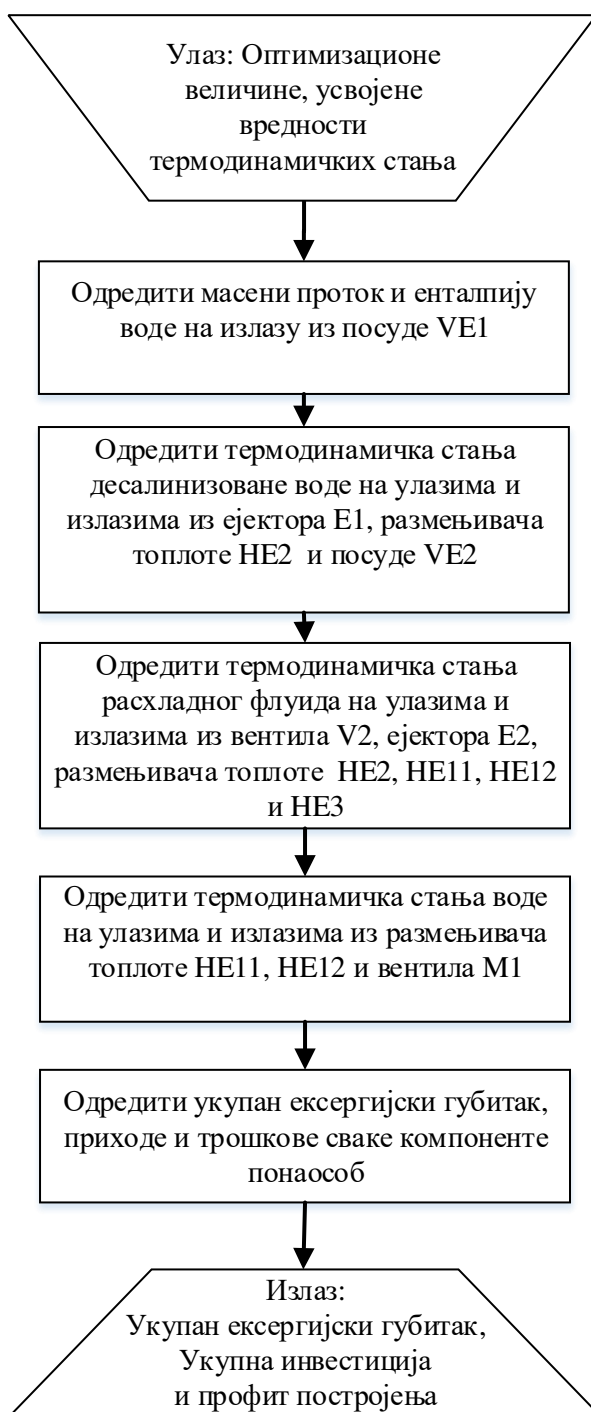
$$fx_{ISBL} = \left( 1 + \sum_{i=1}^7 fx_i \right) \quad (3.28)$$

Укупни профит постројења (коришћена ознака *Profit*) приказан је као разлика прихода и трошкова коришћења електричне енергије и трошкова коришћења отпадне топлоте. Претпоставља се да су остали трошкови занемарљиво мали. Профит постројења исказан је као:

$$Profit = 24 \cdot \left( \dot{m}_{103} \cdot 3600 \cdot cena_{H_2O} - \frac{(Pu_{pu1} + Pu_{pu2} + Pu_{pu3})}{1000} \cdot C_{EL} - \frac{\dot{Q}_{HE11} + \dot{Q}_{HE12}}{1000} \cdot C_{HEAT} \right) \quad (3.29)$$

где  $cena_{H_2O} = 0.25 \text{ USD/kg}$  представља цену десалинизоване воде по једном килограму,  $C_{EL} = 0.06 \text{ USD/kWh}$  је цена коштања електричне енергије по kWh, а  $C_{HEAT} = 0.012 \text{ USD/kWh}$  је цена отпадне топлоте по kWh.

Шематски приказ процедуре коришћене при моделирању постројења може се видети на слици 2.



Слика 2 Алгоритам процедуре коришћене при моделирању постројења

## 3.5 Оптимизација

Вишекритеријумска оптимизација је спроведена за три различита расхладна флуида R11, R114 и R717. У наредном делу приказан је детаљан опис алгоритма коришћеног за вишекритеријумску оптимизацију, заједно са усвојеном функцијом циља, променљивим величинама које се оптимизују и ограничењима. Сви параметри у MOALO су усвојени према раду [94].

### 3.5.1 Вишкритеријумска оптимизација са метахеуристиком мравојед

Проблем вишекритеријумске оптимизације у најопштијем облику може се дефинисати као проблем проналажења вредности оптимизационих променљивих које задовољавају задата ограничења и оптимизују задате функције циља. Математички, овај проблем се може описати као:

$$\begin{aligned} & \text{Минимизуј/Максимизуј } f_i(X) \quad i=1, 2, \dots, N \\ & \text{Ограничења} \\ & g_j(X) \leq 0 \quad j=1, 2, \dots, J \\ & h_k(X) = 0 \quad k=1, 2, \dots, K \end{aligned} \tag{3.30}$$

У циљу јаснијег објашњења, без губитака на генералности, може се претпоставити да је циљ минимизовати све функције циља. У најопштијем случају, функције циља су међусобно противречне, односно минимизација једне функције не доводи до минимизације осталих функција. Сходно томе, проблем вишекритеријумске оптимизације се базира на проналажењу Парето оптималних варијабли (вектора у Парето скупу), дефинисаних у следећем облику  $P^* = \{X \in \Omega \mid \nexists X' \in \Omega : F(X') \prec F(X)\}$ , чије функције циља се налазе на Парето фронту представљеном као  $PF^* = \{F_i(X) = (f_{1i}(x), f_{2i}(x), \dots, f_{ki}(x))\}$ . Више дефиниција о Парето оптималности, Парето доминантности и осталим терминима се може пронаћи у [95].

Еволутивни алгоритми су најчешће коришћени у циљу решавања вишекритеријумских оптимизационих проблема, првенствено због задовољавајућих решења које исти дају. Ипак, највећи недостатак ових алгоритама код решавања проблема вишекритеријумске оптимизације се односи на прерану конвергенцију решења и недовољно добру дистрибуцију решења дуж Парето фронта [96].

Као што је напоменуто, у овој дисертацији биће коришћен MOALO алгоритам. У поређењу са најчешће коришћеним алгоритмима заснованим на генетским алгоритмима (енг. „*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II*”, скраћено NSGA II) и

алгоритмичким роја честица (енг. „*Multi-objective Particle Swarm optimization*” скраћено MOPSO), MOALO постиже боље вредности у погледу перформанси које се односе на расутост решења по Парето фронту и примене на вишедимензионалне функције циља [27]. Поред тога, показује се да MOALO постиже одличне резултате на проблемима оптимизације са и без ограничења и задовољавајуће перформансе на 7 најчешћих инжењерских проблема оптимизације.

Слично као и у случају других еволутивних алгоритама, MOALO проналази Парето оптимална решења случајном претрагом кроз простор ограничен задатим ограничењима. Алгоритам је заснован на опонашању интеракције мрава и мравоједа. Две случајно изабране популације мрава и мравоједа се користе у свакој итерацији. Циљ мрава је да истражују простор претраге случајним процесом, док мравоједи долазе на место најбољих решења које су мрави пронашли и њихов циљ се заснива у праћењу најбољих решења претраге. Додатно је у алгоритму уведен елитизам који се показао корисним у многим проблемима вишекритеријумске оптимизације. На слици 3 приказан је псеудокод алгоритма, више детаља о самом алгоритму и коришћеним програмским модулима представљено је у [94].

```

док критеријум конвергенције није задовољен уради
  за сваког мрава
    Случајно одабери мравоједа из архиве
    Коришћењем отежане униформне расподеле изабери елитну
    јединку из архиве
    Убаци нова ограничења која се тичу тренутне позиције
    мравоједа
    Креирај случајан процес и нормализуј вредности
    Убаци нове позиције мравоједа
  крај
  Израчунај функције циља свих мрава у архиви
  Убаци нове мравоједе у архиви на основу најбољих вредности мрава
  Ако је архива пуна уради
    Обриши решења из архиве коришћењем случајног избора
    представљеном отежаном униформном расподелом
  крај
крај
врати архиву

```

Слика 3 Псеудокод алгоритма MOALO

### 3.5.2 Функција циља

Усвојене функције циља које се решавају у проблему вишекритеријумске оптимизације су:

- Минимизација укупних ексергетских губитака (енг. „*Exergy loss*” скраћено Exloss) – термодинамички критеријум.
- Минимизација укупне инвестиције – економски критеријум.
- Максимизација профита – економски критеријум.

У циљу поређења утицаја расхладних флуида и функција циља на примеру постројења за десалинизацију, шест различитих оптимизационих сценарија је анализирано. Прва три сценарија се односе само на оптимизацију економских критеријума, док трећи сценарио узима у обзир економске и термодинамичке критеријуме.

### 3.5.3 Оптимизационе променљиве

Седам различитих оптимизационих променљивих је анализирано и приказано у табели 4. Свака оптимизациона променљива дефинише одређено термодинамичко стање у постројењу чијом променом се мењају оперативни услови рада истог.

Табела 4 Величине које су коришћене при оптимизацији

Р. број	Ознака	Опис
1.	$P_{204}$ [Pa]	Притисак мешавине гасова на излазу из ејектора Е2
2.	$q$	Запремински однос усисавања паре и погонске воде у ејектору Е1
3.	$P_{103}$ [Pa]	Притисак у посуди VE1
4.	$P_{202}$ [Pa]	Притисак погонског гаса (расхладни флуид)
5.	$P_{203}$ [Pa]	Притисак усисаваног гаса (расхладни флуид)
6.	$t_{203}$ [°C]	Температура усисаваног гаса (расхладни флуид)
7.	$t_{205}$ [°C]	Температура расхладног флуида на излазу из кондензатора HE3

### 3.5.4 Ограничења и почетни услови

Опсег вредности у којима се траже величине променљивих које се оптимизују задат је у табели 5. Приказане горње и доње границе су усвојене у складу са физичким ограничењима процеса. На овај начин је рачунски трошак оптимизације значајно смањен.

**Табела 5** Опсег вредности оптимизационих променљивих

Флуид		R11	R114	R717
$P_{204}$ [Pa]	min	$P_{sat}(t_{amb}, \text{расхладни флуид})$		
	max	$4 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^5$	$12 \cdot 10^5$
$q$	min	0.001		
	max	40		
$P_{102}$ [Pa]	min	$0.05 \cdot 10^5$		
	max	$P_{sat}(t_{101}, \text{вода})$		
$P_{202}$ [Pa]	min	$P_{sat}(t_{amb}, \text{расхладни флуид})$		
	max	$15 \cdot 10^5$		
$P_{203}$ [Pa]	min	300	$0.89 \cdot 10^5$	$0.1 \cdot 10^5$
	max	$\min(P_{sat}(t_{104}, \text{расхладни флуид}), P_{204,max})$		
$t_{203}$ [°C]	min	$t_{sat}(P_{203,min}, \text{расхладни флуид})$		
	max	$t_{104}$		
$t_{205}$ [°C]	min	$t_{amb}$		
	max	$t_{sat}(P_{204,max}, \text{расхладни флуид})$		

Додатно, уведена су ограничења која се односе на својства воде и расхладног флуида у билансу енергије и масе. Ова ограничења се односе на:

- Масени проток свих процесних и радних флуида мора да буде:

$$\dot{m}_i > 0 \quad (3.31)$$

- Генерација ентропије мора да буде позитивна:

$$\dot{S}_{gen,i} \geq 0 \quad (3.32)$$

- Температура  $t_{205}$  мора да буде мања од температуре сатурације одређене притиском  $p_{204}$ :

$$t_{205} < t_{sat}(p_{204}) \quad (3.33)$$

У циљу верификације термодинамичког модела, додато је ограничење које онемогућава да средња температурска разлика размењивача топлоте буде позитивна вредност:

$$\Delta t_{\log mean} > 0 \quad (3.34)$$

Почетна популација мрава је иницијализована тако да сви мрави задовољавају претходна ограничења. На рачун овога процес оптимизације је знатно поједностављен. Параметри алгоритма мравојед су усвојени у складу са [26].

### 3.5.5 Вишекритеријумско одлучивање

У овој дисертацији је коришћен добро познати метод за решавање проблема вишекритеријумског одлучивања базираног на комбинацији АНР и PROMETHEE II алгоритма. Метод омогућава рангирање алтернатива на бази међусобног поређења две алтернативе за сваки од постављених критеријума. АНР метода се састоји од три корака. У првом кораку се дефинише структура модела, односно хијерархија критеријума у облику дрвета, у другом кораку се евалуирају тежине сваког критеријума и одређује скор сваке од понуђених алтернатива, док се у последњој етапи алтернативе пореде и рангирају [97, 98]. АНР омогућава узајамно поређење алтернатива посредством различитих начина. Најчешће се користе Ликертова, то јест Сатијева скала за поређење.

Сатијевом скалом се критеријуми одлучивања пореде коришћењем бројева од  $1/9$  до  $9$ . Скор  $1/9$  представља екстремну преференцу првог критеријума у односу на други, док скор  $9$  означава обрнуту ситуацију. У случају када су критеријуми подједнако важни користи се скор  $1$ . Ако  $C = \{C_j | j=1,2, \dots, n\}$  представља скуп критеријума за поређење, онда је потребно за  $n$  различитих критеријума извршити  $\frac{(n \times (n-1))}{2}$  међусобних поређења. Приликом овога саставља се матрица поређења (матрица преференце) која има  $n \times n$  елемената, од којих су елементи на главној дијагонали једнаки  $1$ . Елементи изнад главне дијагонале представљају инверзне вредности елемената испод главне дијагонале. Матрица поређења се може приказати као:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & 1 & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & 1 \end{bmatrix}, \quad a_{ji} = \frac{1}{a_{ij}}, \quad a_{ij} \neq 0 \quad (3.35)$$

где  $a_{ji}$  представљају скорове настале поређењем алтернативе  $j$  са алтернативом  $i$ .

У циљу провере конзистентности доношења одлуке чији је продукт матрица поређења, израчунава се однос конзистентности као:

$$CRT = \frac{\lambda_{\max} - n}{(n-1) \cdot RI} \quad (3.36)$$

где  $\lambda_{\max}$  представља највећу сопствену вредност матрице поређења, а  $RI$  је број који зависи од укупног броја критеријума  $n$  [99].

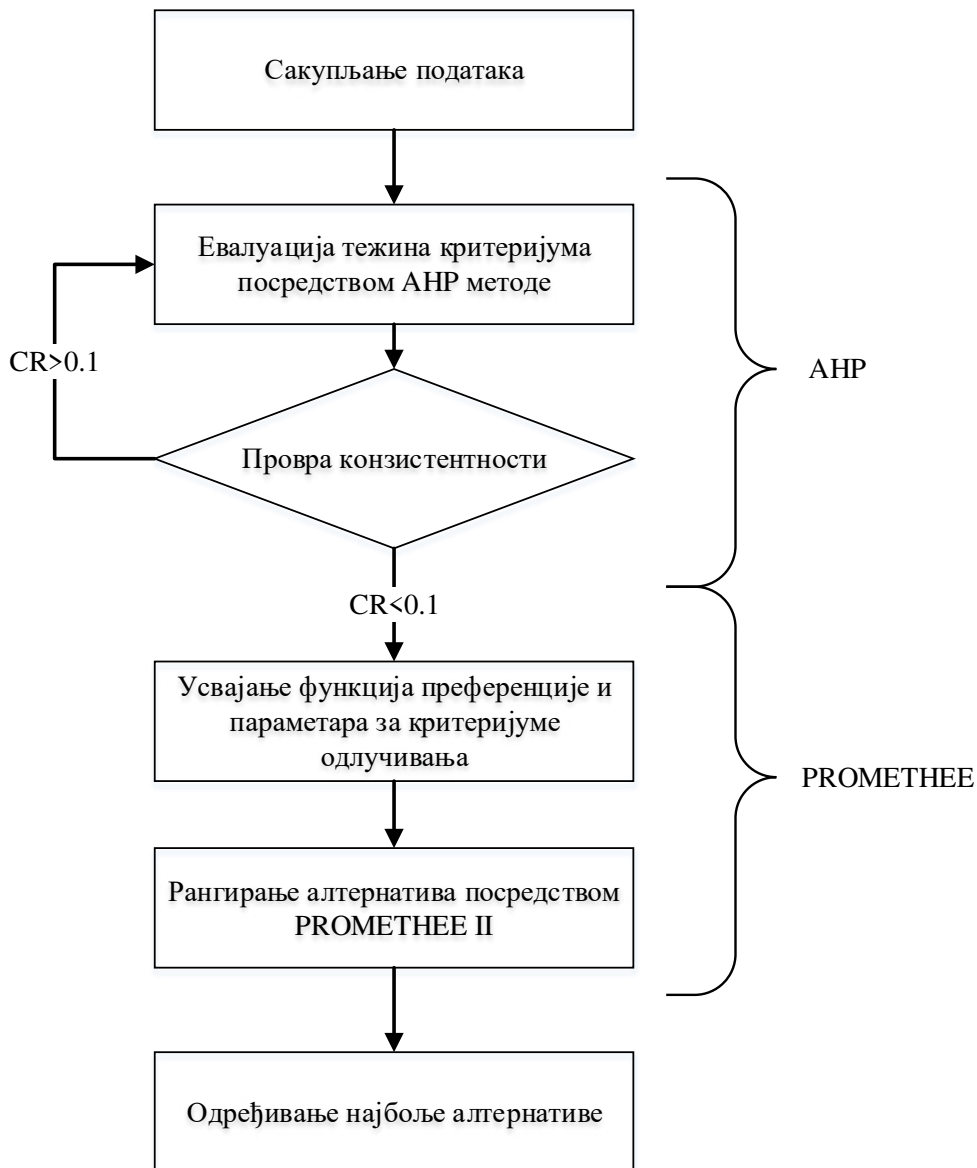


Горња граница односа конзистентности која је опште прихваћена је 0,1. У ситуацијама у којим индекс конзистентности прелази преко граничне вредности, процедура евалуације матрице поређења се мора поновити.

АНР метод је најчешће само коришћен за евалуацију тежина критеријума. У овој дисертацији се исти употребљава за одређивање вредности сваког критеријума, док се за сваку алтернативу одређује функција корисности посредством PROMETHEE II метода.

PROMETHEE II је други метод за вишекритеријумско одлучивање који је коришћен у овој дисертацији [100]. У најопштијем случају, у циљу имплементације PROMETHEE метода потребно је обезбедити информације које се тичу тежина критеријума (ово је утврђено АНР методом) и информације о облицима функције преференције за сваки критеријум понаособ. Ове функције се користе за међусобно поређење алтернатива појединачно по критеријуму. За разлику од АНР методе, у овој методи се за сваки критеријум утврђују функције корисности посредством избора функција преференције и коефицијената у истим. Функцијом преференције се објашњава када је једна алтернатива (акција) боља у односу на неку другу. Постоји велики број различитих функција преференције, неке од њих су приказане у раду [99]. Исто као у случају АНР, формира се матрица поређења, где је у свакој ћелији приказано колико је једна алтернатива битнија у односу на другу. На бази ове матрице одређује се позитиван (просечна преференца једне алтернативе у односу на друге) и негативан скор (просечна преференца које друге алтернативе имају над посматраном алтернативом). На бази овог скорa одређује се нето скор као разлика позитивног и негативног скорa. Рангирање алтернатива врши се на два начина: код PROMETHEE I метода на бази позитивног и негативног скорa, док код PROMETHEE II метода на бази нето скорa. Методологија PROMETHEE II је интерпретабилна с обзиром на то да се експертско знање интегрира посредством избора функције корисности.

Интегрисани приступ који се састоји од комбинације АНР и PROMETHEE II метода заснива се на одређивању тежина АНР методом, које се касније користе као улаз у PROMETHEE II методу. Коначно рангирање алтернатива је обављено коришћењем PROMETHEE II метода. Шематска репрезентација објашњеног приступа приказана је на слици 4.



Слика 4 Шематски приказ комбинованог приступа АНП - PROMETHEE II

### 3.5.6 Критеријуми за одлучивање

Поред функција циља које се тичу минимизације укупних инвестиционих трошкова, ексергетских губитака и максимизације профита, додатно су коришћена три дискретна критеријума, која се тичу утицаја на животну и радну средину, у процесу вишекритеријумског одлучивања. Ови критеријуми су:

1. Утицај на озонски омотач – одређен ODP фактором који представља релативну количину деградације озонског омотача изазваног коришћењем одређеног расхладног флуида. Ниже вредности овог фактора означавају и мањи негативни утицај на озонски омотач.

2. Утицај на глобално загревање – одређен фактором GWP који представља релативну меру која се односи на интензитет апсорпције количине топлоте расхладног флуида који се налази у атмосфери. Веће вредности овог фактора означавају већи интензитет апсорпције, а самим тим и негативнији утицај на појаву глобалног загревања.
3. Токсичност расхладних флуида (коришћена ознака *Tox*) – изражена је бинарном вредношћу, где је са 1 означен токсичан флуид, док је са 0 означен флуид који није отрован. ODP, GWP и токсичност расхладних флуида који су коришћени је представљена у табели 6.

**Табела 6** ODP, GWP и токсичност флуида

Расхладни флуид	ODP	GWP	<i>Tox</i>
R11	1	4000	0
R114	1	3.9	0
R717	0	0	1

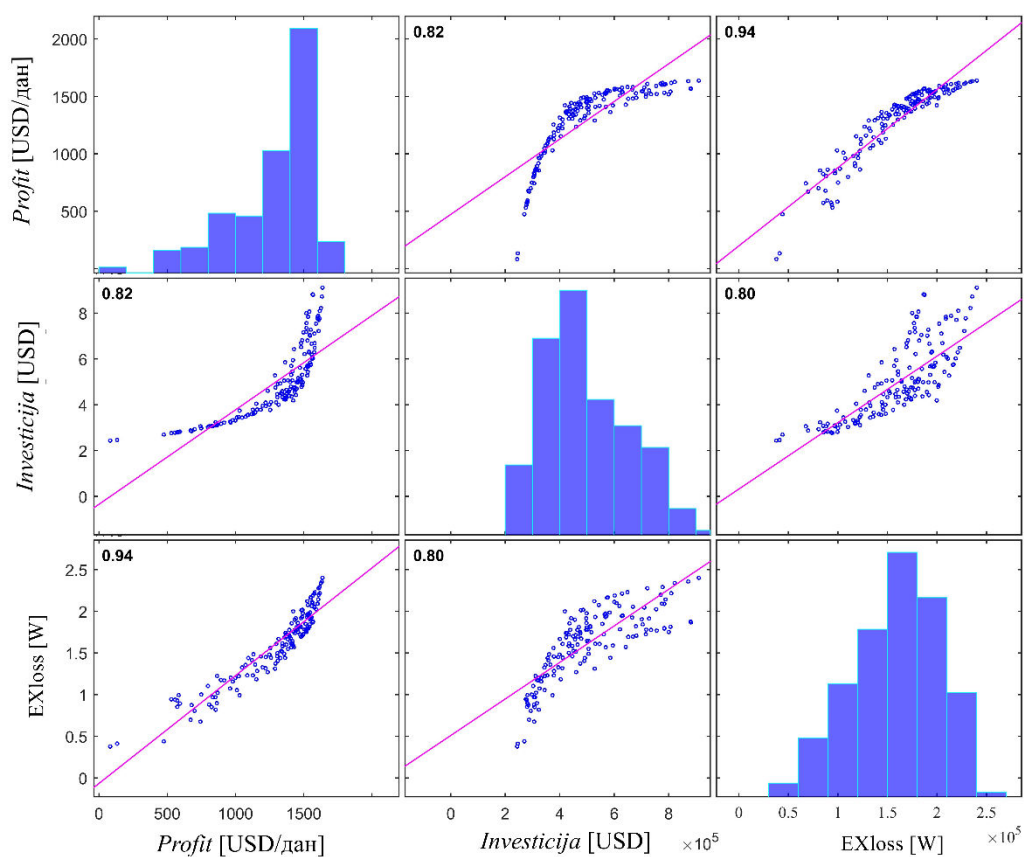
### 3.6 Резултати и дискусија

Као што је напоменуто, шест различитих оптимизационих сценарија је анализирано током решавања проблема вишекритеријумске оптимизације. Од тога су у три сценарија коришћени економски критеријуми (скраћено 2obj), док су у три сценарија коришћени термодинамички и економски критеријуми (скраћено 3obj). У сваком оптимизационом сценарију, генерисано је 200 оптималних решења на Парето фронту. Критеријум заустављања свих алгоритама је максимални број итерација који износи 100. У циљу валидације резултата, оптимизациона процедура за сваки сценарио је поновљена 4 пута и примећено је да нема значајних одступања у добијеним решењима. Просечно време оптимизације за сваки од сценарија приказано је у табели 7.

**Табела 7** Време оптимизације

Број функција циља	Расхладни флуид	Време оптимизације
2	R11	24h 45min
2	R114	25h21min
2	R717	23h 26min
3	R11	25h10 min
3	R114	24h25min
3	R717	22h18min
Укупно		145h 25min

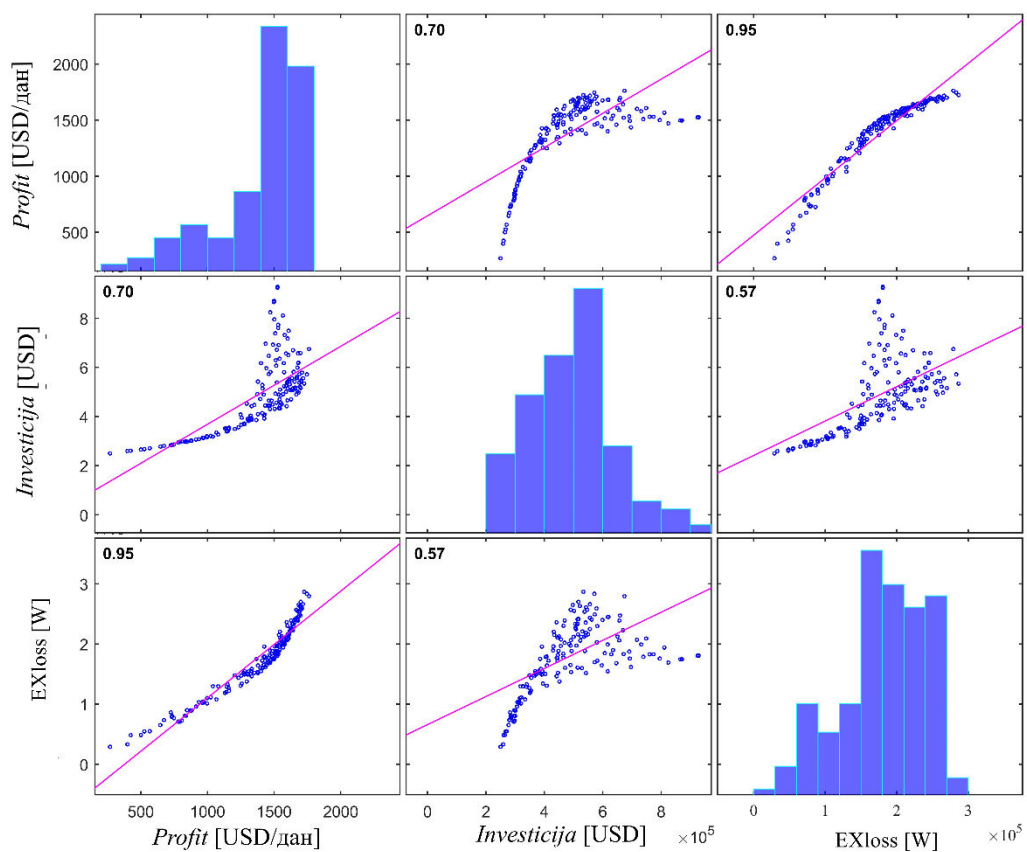
Пројекције добијеног Парето фронта у случају 3обј оптимизационих сценарија приказане су у форми графика корелације на сликама 5, 6 и 7.



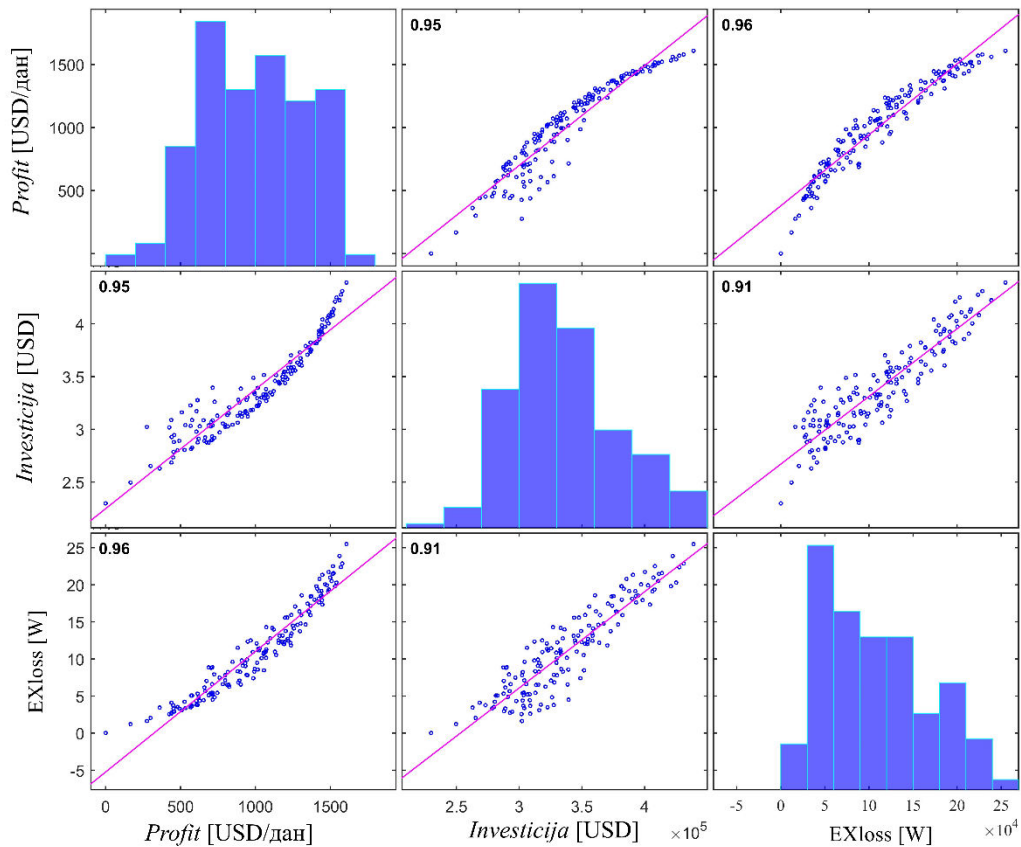
**Слика 5** Пројекција Парето фронта приказана графиком корелације при коришћењу расхладног флуида R11

Добијени резултати потврђују да су функције циља (Зобј) међусобно противречне. Пројекције Парето фронта су на сликама 5, 6 и 7 приказане заједно за корелационим линијама. Може се видети да у свим оптимизационим сценаријима постоје позитивне корелације између свих парова функција циља. Стога се закључује да веће вредности ексергетских губитака доводе до већих инвестиционих трошкова и већег профита постројења. Минимизацијом инвестиције и ексергетских губитака долази до смањења профита и обрнуто. Хистогамима приказаним на главној дијагонали корелационог графика дат је приказ дисперзија функција циља за алтернативе на Парето фронту. На бази ових резултата закључује се да MOALO може бити успешно примењен при решавању проблема у случају сва три оптимизациона сценарија. Поред тога, добијени резултати оптимизације значајно побољшавају перформансе система за унапред дефинисане услове околине. Главни разлог за ово лежи у великом броју термодинамичких стања, које представљају оптимизационе варијабле, посредством којих се мењају конструктивне карактеристике процесне опреме постројења. Оптимизационе варијабле могу се мењати у широком опсегу, а само оне које представљају оптимално решење леже на Парето фронту.

Број приказан у горњем десном делу коваријционих графика представља коефицијент корелације. Овим коефицијентом се изражава корелација између парова функције циља. У случају свих анализираних расхладних флуида може се видети да је коефицијент корелације између ексергетских губитака и инвестиционих трошкова близак 1, што доводи до закључка да су укупни ексергетски губици линеарно корелирани са профитом постројења. Највеће расипање оптималних решења је на пројекцији дефинисаној функцијама циља ексергетских губитака и инвестиционих трошкова. Сходно томе, постројење може бити конструисано тако да има нижи инвестициони трошак, а виши ексергетски губитак за исту вредност профита који се остварује.

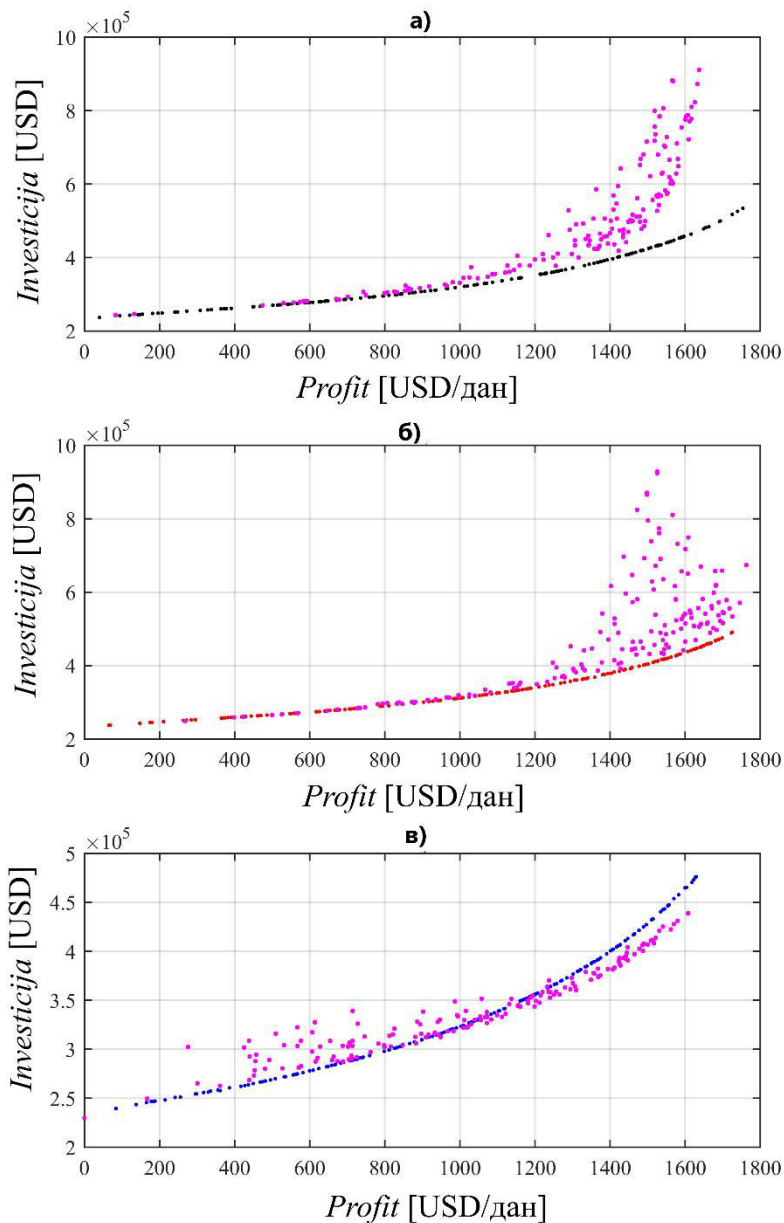


Слика 6 Пројекција Парето фронта приказана графиком корелације при коришћењу расхладног флуида R114



**Слика 7** Проекција Парето фронта приказана графиком корелације при коришћењу расхладног флуида R717

Примећује се да у свим случајевима зоне Парето фронта са нижим вредностима укупних инвестиционих трошкова, ексергетских губитака и профита прате праву линију, односно нема расипања тачака на Парето фронту у простору. Разлог занемарљиво мале дисперзије ових решења лежи у ограничењима која не дозвољавају превелико расипање у овим зонама. Слични закључци се могу видети и у случају 2обј оптимизације. Поређење фронтава добијених 2обј и 3обј оптимизационим сценаријима су приказане на слици 8.



**Слика 8** Парето фронтови за расхладне флуиде R11 (а), R114 (б), R717 (в); плаве тачке представљају решења добијена 2обј оптимизацијом, а љубичасте тачке представљају решења добијена 3обј оптимизацијом

На слици 8в се може видети да се боља решења, посматрајући само критеријуме профита и инвестиције, добијају за 3обј оптимизацију у поређењу са 2обј оптимизацијом. Ипак, разлике између добијених решења су занемарљиво мале. Поред тога, посматрајући само економске критеријуме постоје решења добијена 3обј оптимизацијом која не леже на Парето фронту. На пример, у случају 2обј сценарија и



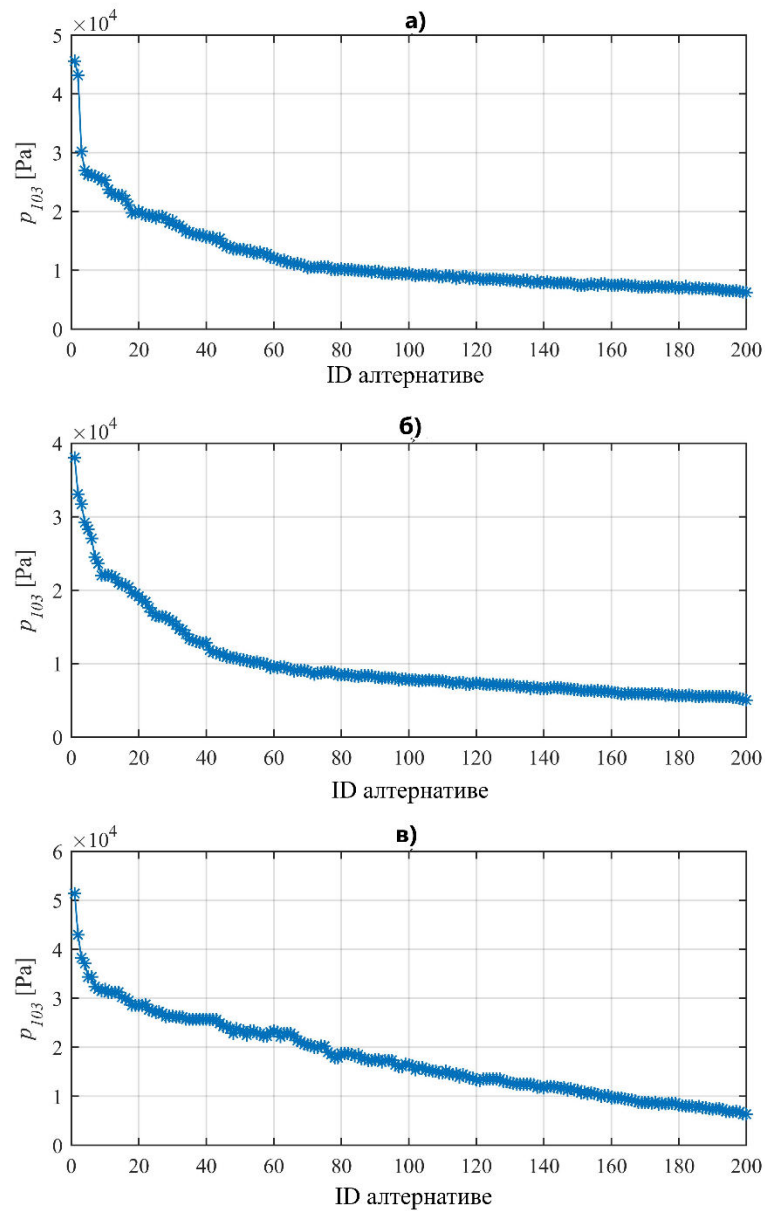
R114 расхладног флуида, једно од решења на Парето фронту има профит 1.608,51 USD по дану и укупни инвестициони трошак 4.383.348,00 USD, док у 3обј оптимизационом сценарију изабрано решења има исти профит, док је инвестициони трошак већи за око 41%. Слично се може видети и у случају када се посматрају решења са истим инвестиционим трошком. На пример, једна од алтернатива добијена 2обј оптимизацијом има укупне инвестиционе трошкове од 465.150,00 USD и профит 1.631,6 USD по дану, док алтернатива са сличном вредношћу инвестиције има профит 1.311,4 USD по дану. Може се показати у најопштијем случају да добијена решења оптимизацијом са економским критеријумима могу да повећају профит постројења за 19,99%. Сходно томе, потпуно је оправдано користити овај тип критеријума уколико одрживост није битна.

Анализирајући утицаје расхладних флуида, показује се да се у случају 2обј оптимизације за исту вредност профита добијају веће вредности инвестиционих трошкова ( $Investicija=465.150,00$  USD) коришћењем R717 флуида у поређењу са R11 флуидом ( $Investicija=438.350,00$  USD). Еквивалентно се у случају других функција циља може показати да се најбоља решења добијају коришћењем R114 расхладног флуида

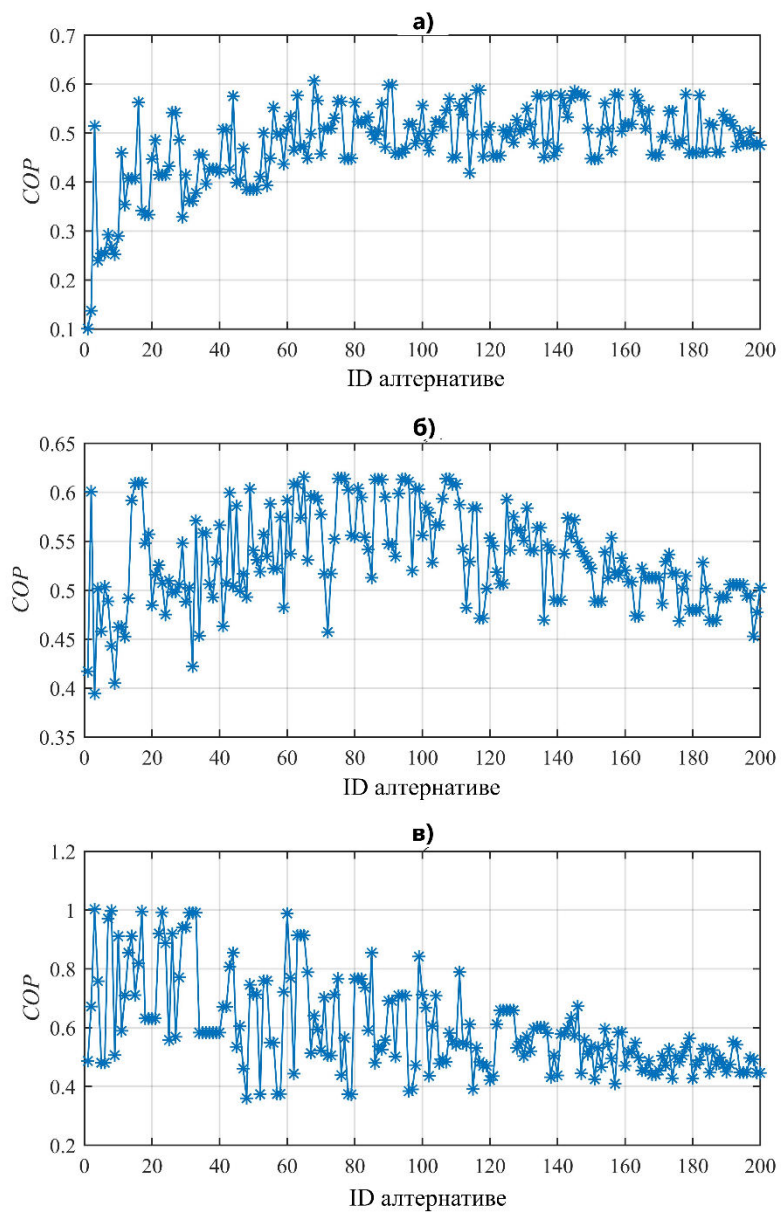
Рангирањем алтернатива добијених на Парето фронту, може се показати на слици 9 како профит утиче на промене притиска сатурације (стање  $p_{103}$ ) у случају 3обј оптимизације. Пад притиска сатурације је повезан са порастом профита. Основни разлог за ово лежи у чињеници да на нижим притисцима долази до испаравања веће количине воде, па је самим тим и продуктивност постројења већа. Најнижа вредност притиска сатурације ( $p_{103}=568$  Pa) је добијена за флуид R114, док је највећи пад притиска сатурације (највећи негативни градијент) остварен за расхладни флуид R717. Битно је још нагласити да алтернативе са ниским притиском сатурације и високим профитом захтевају веће компоненте постројења и самим тим повећавају укупне инвестиционе трошкове и ексергетски губитак.

Утицај профита на промену  $COP$  расхладног система у зависности од изабраног расхладног флуида приказан је на слици 10. Може се видети да не постоји корелација између  $COP$  коефицијента и профита. За све расхладне флуиде  $COP$  униформно варира око средње вредности. Средња вредност  $COP$  је највећа за R717 и износи 0,65, док је иста најмања за R11 и износи 0,48. За неке алтернативе са R717 расхладним флуидом  $COP$  достиже вредности близу 1. Утицај профита на укупне инвестиционе трошкове за 3обј оптимизацију може се видети на слици 11. Поред наведеног приказана је и

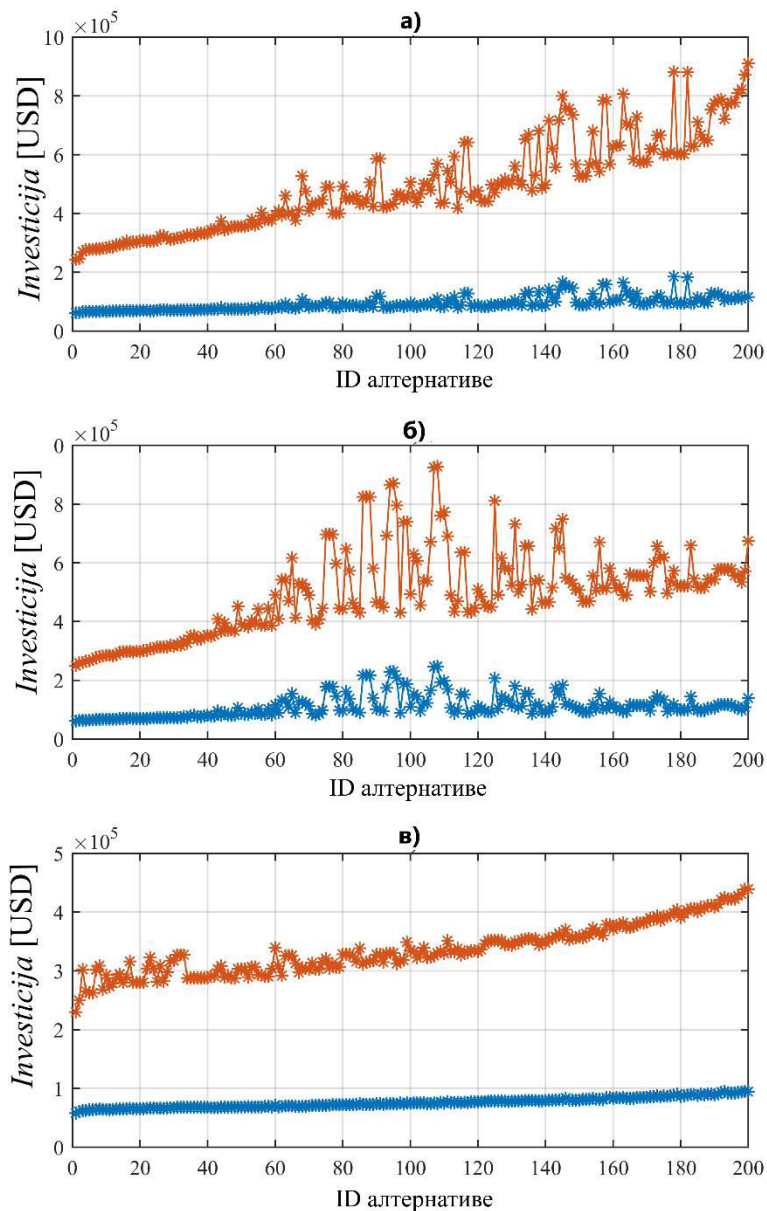
промена инвестиционих трошкова расхладног система са профитом. Види се да профит нема значајан утицај на промену инвестиције расхладног система.



Слика 9 Промена притиска сатурације у зависности од редног броја алтернатива ранжираних по критеријуму профита за R11 (а), R114 (б), R717 (в)



**Слика 10** Промена  $COP$  у зависности од редног броја алтернатива ранжираних по критеријуму профита за R11 (а), R114 (б), R717 (в)



**Слика 11** Промена укупних инвестиционих трошкова постројења и трошкова расхладног система у зависности од редног броја алтернатива ранжираних по критеријуму профита за R11 (а), R114 (б), R717 (в)

На основу тренутних тржишних трендова и уз праћење полиса које се тичу заштите животне и радне средине изабране су преференце одлучивања које су приказане у табели 8. Може се видети да су профит и токсичност расхладног флуида најважнији критеријуми одлучивања, односно постројење треба да буде безбедно по околину и профитабилно. Најмање битан критеријум односи се на одрживост и исказан

је ексергетским губитком постројења. Имајући у виду да одрживост не представља још увек важан тржишни фактор. Индекс конзистентности матрице преференци износи 0,0063.

У табели 9 су изражене функције преференце за сваки од критеријума. Тип I функције преференце је изабран за ODP, GWP и критеријум токсичности. Овај тип је изабран зато што није битан интензитет загађења животне и радне средине већ само да ли оно постоји или не постоји. Функције преференце критеријума профита и инвестиције су изабране у складу са типом V и IV. Параметар функције преференце типа V је 500 USD по дану. На исти начин посматрајући тржиште постоји индиферентност на инвестиције у опсегу између 20.000,00 и 30.000,00 USD. Тип II је изабран у случају критеријума ексергетских губитака постављајући маргину задате функције на вредност од 10 kW. Изабране алтернативе у случају 2obj и 3obj оптимизационих сценарија су приказане у табели 10.

Расхладни флуид коришћен у расхладном систему за изабране алтернативе, у случају оба оптимизациона сценарија је R114. Разлике у алтернативама добијене вишекритеријумским одлучивањем са применом 2obj и 3obj оптимизационих сценарија су занемарљиве у погледу профита и инвестиционих трошкова. Док су ексергетски губици алтернативе добијене са 3obj оптимизационим сценаријом око 8% мање у односу на 2obj оптимизациони сценарио. Стога је и оправдано користити рачунски захтевнију оптимизацију са три функције циља.

Допринос укупном ексергетском губитку и инвестиционим трошковима, од сваке компоненте коришћене у систему, приказан је на слици 12. Може се приметити да су највећи ексергетски губици код гасног ејектора E2 у случају оба оптимизациона сценарија. Најскупле компоненте постројења су размењивачи топлоте, а затим пумпе и посуде. Поред тога за изабране конструкције постројења COP расхладног система у случају 2obj оптимзације износи 0,497, док у случају 3obj оптимзације износи 0,507.

**Табела 8** Матрица преференце

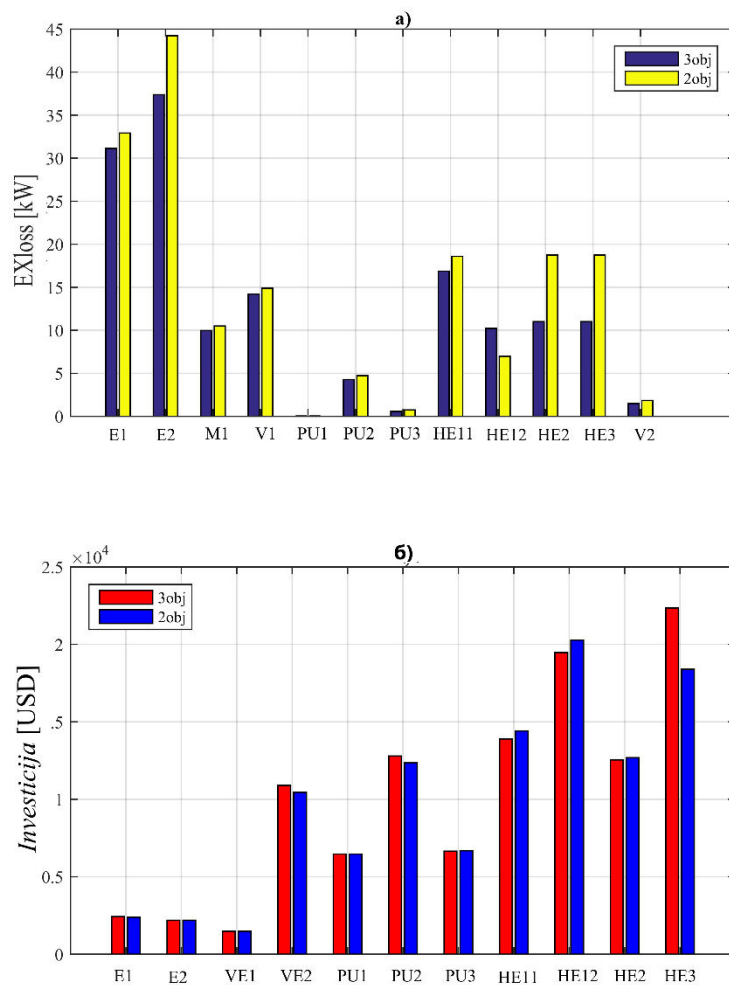
	<i>Profit</i>	<i>Investicija</i>	$\dot{E}Xloss$	ODP	GWP	Tox
<i>Profit</i>	1	2	9	6	7	1
<i>Investicija</i>	0,5	1	5	4	4	0,5
$\dot{E}Xloss$	0,111	0,2	1	0,5	0,5	0,111
ODP	0,167	0,25	2	1	1	0,167
GWP	0,143	0,25	2	1	1	0,2
Tox	1	2	9	6	5	1

**Табела 9** Усвојене функције преференце за сваки од критеријума

Критеријум	Функција преференце [100]	Границе
<i>Profit</i>	Тип V: Критеријум са линеарном преференцом и простором индиферентности	$s=300$ USD/дан; $r=500$ USD/дан
<i>Investicija</i>	Тип IV: Критеријум нивоа	$q=20000$ USD $p=30000$ USD
$\dot{E}Xloss$	Тип II: Квази критеријум	$l=10000$ W
ODP	Тип I: Обичан критеријум	-
GWP	Тип I: Обичан критеријум	-
Tox	Тип I: Обичан критеријум	-

**Табела 10** Функције циља изабраних алтернатива заједно са променљивим величинама које су оптимизоване

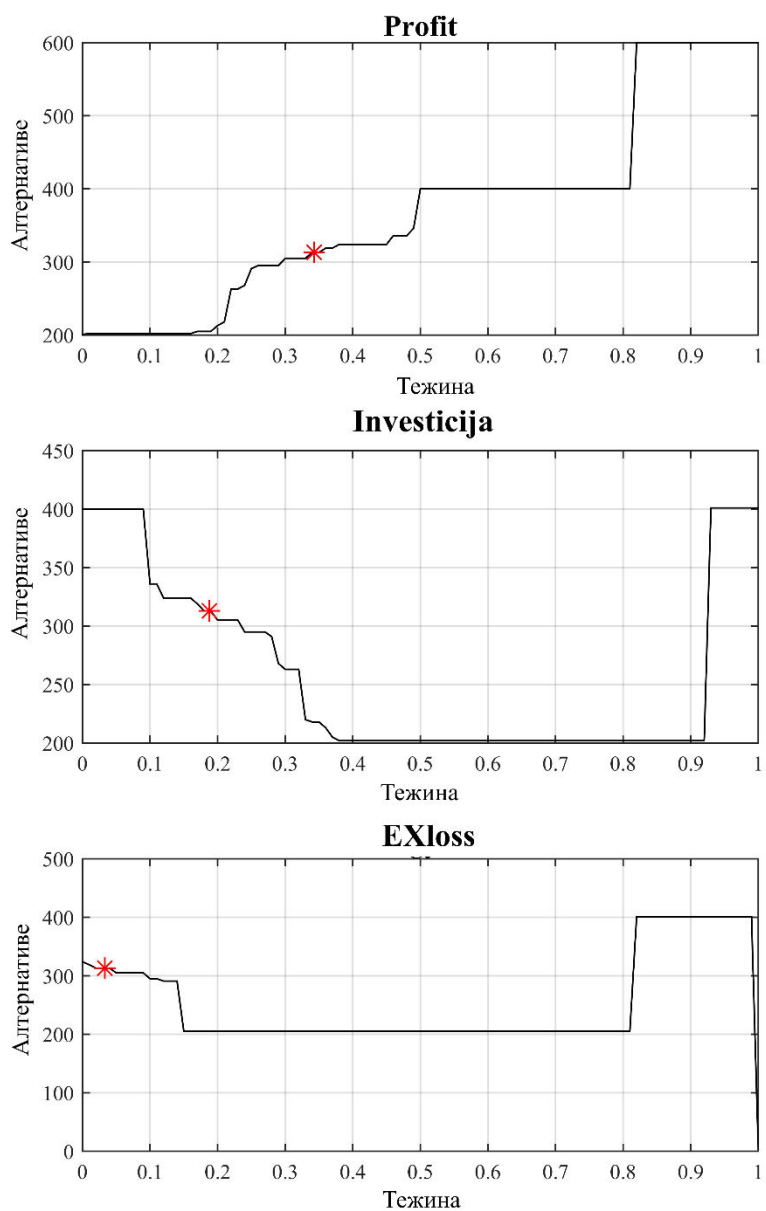
	Расх. флуид	$P_{204}$ [Pa]	$q$	$P_{102}$ [Pa]	$P_{202}$ [Pa]	$P_{203}$ [Pa]	$t_{203}$ [°C]	$t_{205}$ [°C]	<i>Profit</i> [USD/day]	<i>Investicija</i> [USD]	$\dot{E}Xloss$ [W]
3ob <sub>j</sub>	R114	212041	23,5	11529	1149768	123601	14,3	22,1	1232,8	355402	143689
2ob <sub>j</sub>	R114	235256	26,4	11102	1377143	130844	15,3	24,4	1247,9	347869,2	159880



с

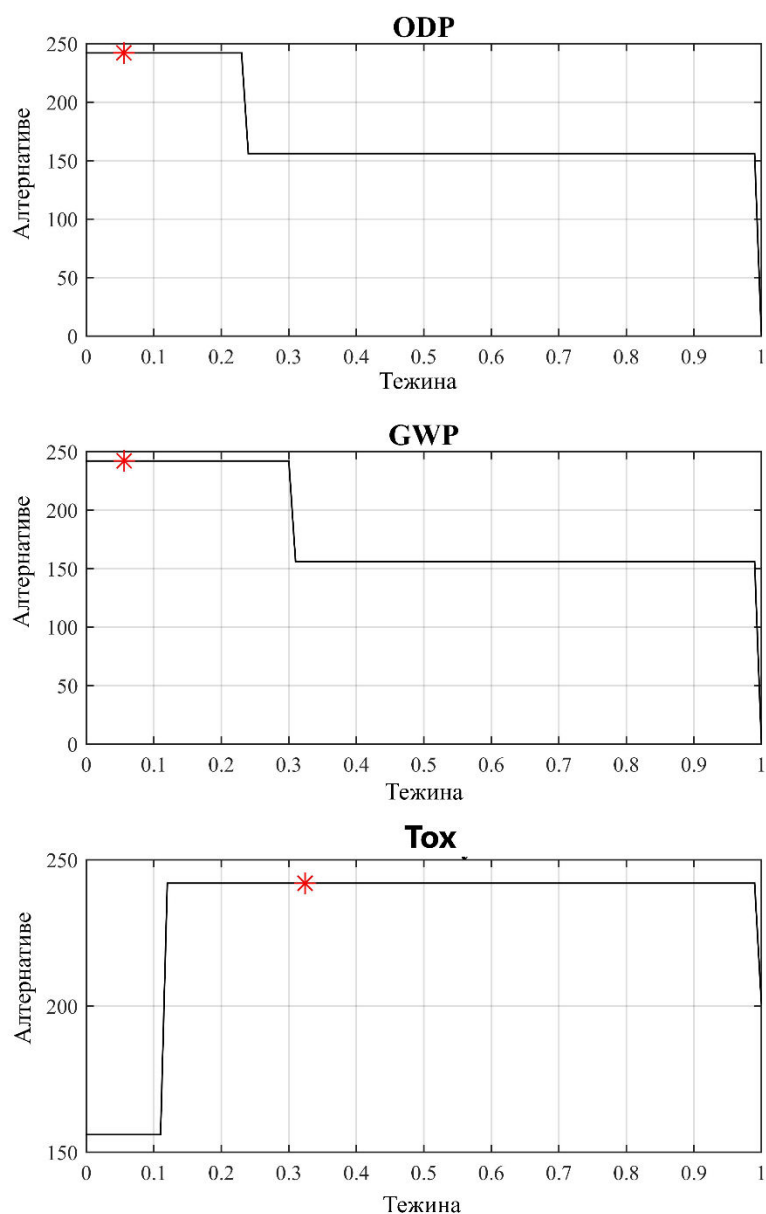
**Слика 12** Удео компонената постројења у ексергетским губицима (а) и укупним инвестиционим трошковима (б)

Верификација добијених резултата применом 3обј оптимизације у комбинацији са вишекритеријумским одлучивањем спроведена је посредством анализе сензитивности приказане на сликама 13 и 14. Првих 200 алтернатива користе R11 расхладни флуид, следећих 200 алтернатива R114 расхладни флуид и остатак користи R717 расхладни флуид. Варијација тежина подразумева промену преференција изражених у матрици поређења АНР метода. Показује се да је у широком опсегу изабрано решење оптимално и није променљиво са променом тежина ODP, GWP и Tox критеријума. На бази ових критеријума, у широком опсегу тежина (од 0 до 0,85) увек се бирају алтернативе са R114 расхладним флуидом.



**Слика 13** Анализа сензитивности за критеријуме профита, укупне инвестиције и ексергетских губитака





**Слика 14** Анализа сензитивности за критеријуме ODP, GWP и токсичности

Као што се види, на бази извршене оптимизације одређене су оптималне геометријске карактеристике суперсоничног гасног ејектора са константном геометријом. Овако дефинисан ејектор ће радити оптимално у номиналном радном режиму. Међутим, услед сезонских промена масеног протока и температуре напојне воде унутар постројења се мењају радни услови постројења. Промена радних услова постројења утиче на промену режима рада ејектора који више не ради у оптималним

радним тачкама. Самим тим и ексергетски губитак, који је велики у номиналним радним режимима, расте још више. Променом радних услова у циљу остваривања оптималних вредности задатих функција циља неопходно је суперсонични гасни ејектор константне геометрије заменити са суперсоничним гасним ејектором варијабилне геометрије. На тај начин, променом продуктивности постројења мењају се и радни услови који се тичу масеног протока расхладног флуида који се усисава посредством ејектора Е2. Стога, ејектор Е2 треба да одржава излазни притисак за различите масене протоке усисаваног флуида. Један од начина одржавања односа усисавања и последично излазног притиска је коришћењем суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека. Према томе, у наставку рада анализиран је и приказан нови тип суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека, који може да задовољи претходно наведене карактеристике уз минималну дисипацију енергије.

## **4 Суперсонични гасни ејектор са млазницом променљивог попречног пресека**

У овом поглављу приказан је нови начин конструкције конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека, у циљу смањивања неповратности процеса насталих применом стандардних конструкција. Млазница формирана од специјално профилисаног шиљка комплексног геометријског облика и цилиндричне чауре коришћена је у циљу одржавања константне вредности односа критичног и излазног попречног пресека за различите положаје исте. На овај начин вредности  $CR$  и  $ER$  одржаване су у уским границама. Махов број и количина кретања примарног гаса на излазу из млазнице остају непромењене променом положаја шиљка, док се масени проток примарног гаса мења у зависности од промене површине критичног попречног пресека. Утицај ударних таласа на примарни тотални пад притиска примарног гаса има за овако конструисану млазницу безначајне ефекте. Перформансе млазнице су евалуиране експериментално на примеру суперсоничног гасног ејектора. Феномени струјања унутар ејектора су анализирани нумеричким симулацијама, резултати добијени истим су поређени са аналитичким и експерименталним резултатима. Детаљна дискусија о предностима и манама примене оваквог типа ејектора је представљена.

У наставку је приказан развијени аналитички модел профила млазнице у циљу одржавања константног односа попречних пресека.

### **4.1 Моделирање новог типа конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека**

Конвергентно-дивергентна млазница (или Де Лавалова млазница) представља тип осносиметричне млазнице која се састоји од конвергентног (сужавајућег) и дивергентно (ширећег) дела. Ова млазница се користи за трансформацију притисне и унутрашње енергије гасова у кинетичку енергију, где се гас креће брзинама већим од звука (суперсоничним брзинама). Гас високог притиска улази у конвергентни део где се убрзава све до достизања критичног пресека. Критични пресек млазнице је пресек са најмањом површином у коме гас достиже брзине звука. Имајући у виду да променом улазних величина гаса, стационарни режим протикања гаса кроз млазницу се остварује

готово тренутно, млазница се може моделирати стационарним једнодимензионалним (у литератури познатије као квази-једнодимензионалним) моделом[101]. Претпоставља се да се протицање гаса кроз млазницу одвија без унутрашњих губитака и без одвођења топлоте. Односно, претпоставља се да је струјање кроз млазницу изентропско. Стога су сви дисипативни ефекти кроз млазницу усвојени увођењем емпиријске константе у математички модел.

Однос површине попречних пресека у млазници представља количник између површине излазног попречног пресека млазнице и површине критичног пресека млазнице (грла млазнице). Излазна површина попречног пресека треба да буде моделирана тако да обезбеди да примарни гас експандира, односно статички притисак гаса на излазу из дивергентног дела треба да буде што ближи околном притиску (у случају ејектора притиску у преткомори). На овај начин, неповратности које настају појавом правих и косих ударних таласа су значајно умањене, зато што су избегнути режими када гас не експандира довољно (виши притисак гаса на излазу у односу на околни притисак) или када се гас рашири више од потребног (нижи притисак гаса на излазу у односу на околни притисак). Услед овога, врло је битно да конструкција млазнице буде урађена у складу са притиском околине на излазу из млазнице. Променом притиска и масеног протока гаса на улазу или променом околног притиска потребно је дефинисати нову геометрију млазнице како би дисипативни ефекти били минимални. Смањењем дисипативних ефеката отварају се веће брзине гаса и већа количина кретања истог на излазу из млазнице.

Утицај промене површине попречног пресека млазнице,  $\Delta A$ , на остале особине једнодимензионог изентропског струјања флуида, може се показати коришћењем закона одржања супстанције и енергије, у следећем облику:

$$\rho VA = const \quad (4.1)$$

$$V^2 + \frac{2}{\gamma - 1} a^2 = const \quad (4.2)$$

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = const \quad (4.3)$$

Махов број гаса на излазу из дивергентног дела млазнице и однос површина попречних пресека, може се приказати као<sup>1</sup>:

$$M_{p1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_p - 1} \cdot \left[ \left( \frac{P_p}{P_{p1}} \right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} - 1 \right]} \quad (4.4)$$

$$\frac{A_{p1}}{A_t} = \frac{1}{M_{p1}} \cdot \left[ \frac{2}{\gamma_p + 1} \cdot \left( 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} \cdot M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma_p + 1}{2(\gamma_p - 1)}} \quad (4.5)$$

Масени проток погонског гаса, у критичном пресеку при загушењу (први критични режим), константан је при стационарним условима и може се представити у функцији топлотних капацитета, величина тоталног притиска, температуре и критичне површине попречног пресека. За познату вредност масеног протока гаса  $\dot{m}_p$ , површина критичног пресека млазнице може се одредити као:

$$A_t = \frac{\dot{m}_p \cdot \left( \frac{\gamma_p + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_p + 1}{2(\gamma_p - 1)}} \cdot \sqrt{\gamma_p \cdot R_p \cdot T_p}}{P_p} \quad (4.6)$$

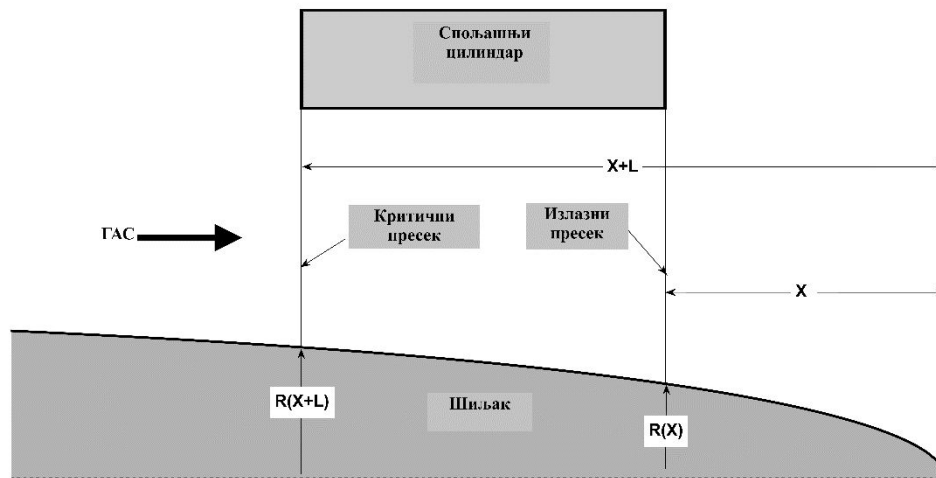
У циљу промене масеног протока гаса за исте почетне условне, неопходно је мењати површину грла млазнице. Велики број конструктивних решења везаних за механизме за промену површине попречног пресека млазнице је приказан у литератури. Већина конвергентно-дивергентних млазница са променљивим попречним пресеком састоји се од конусног шиљка и фиксног цилиндра. Променом положаја шиљка мења се површина критичног пресека млазнице и последично масени проток гаса. Упркос једноставном дизајну, овакав тип млазнице не може да одржава константан однос површина попречних пресека, стога су дисипативни ефекти изазвани неповратним процесима (ударни таласи) изузетно изражени.

Један од начина решавања овог проблема је коришћењем новоразвијене млазнице која ће се састојати од фиксног цилиндра и шиљка са профилисаном геометријом. Профил шиљка је одређен тако да се у сваком положају истог, однос површина излазног и критичног попречног пресека одржава константним. У складу са наведеним захтевом, представљен је модел дефинисања криве профила шиљка који ће да одржава константан однос површина попречних пресека. Модел конвергентно-

---

<sup>1</sup> Имајући у виду да је млазница примењена на примеру суперсоничног гасног ејектора и да кроз њу протиче погонски гас, у наставку текста ће бити коришћена ознака  $p$  за све термодинамичке величине стања при моделовању исте.

дивергентне млазнице, заједно са карактеристичним геометријским димензијама, приказан је на слици 15.



**Слика 15** Модел конвергентно-дивергентне млазнице са променљивим попречним пресеком

Сврха шиљка је да оржава однос површина попречних пресека као што је представљено наредним изразима:

$$\frac{A_{p1}}{A_1} = const = K, K > 1 \quad (4.7)$$

$$\frac{\left(\frac{D^2}{4} - R^2(X)\right) \cdot \pi}{\left(\frac{D^2}{4} - R^2(X+L)\right) \cdot \pi} = K \quad (4.8)$$

где  $X$  представља хоризонталну осу шиљка чији се почетак налази на врху истог,  $D$  представља пречник цилиндра, а  $R(X)$  је радијус шиљка изражен у функцији осе  $X$ .

Именилац и бројилац у претходној једначини (4.8) се може приказати у једноставнијем облику као:

$$f(X) = \frac{D^2}{4} - R^2(X) \quad (4.9)$$

$$f(X+L) = \frac{D^2}{4} - R^2(X+L) \quad (4.10)$$

$$\frac{f(X)}{f(X+L)} = K \quad (4.11)$$

Очигледно је да приказани модел одговара степеној функцији која се може приказати у следећој форми:

$$f(X) = C \cdot s^X \quad (4.12)$$

где  $C$  представља константу, а  $s$  је функција количника  $K$ .

Врло се једноставно може доказати, узимајући у обзир претпоставку о непрекидности функција, да је степена функција једина фамилија функција која задовољава једначину исказану количником  $K$ . Константом  $C$  се дефинишу гранични услови исказани као:

$$R(0) = 0 \quad (4.13)$$

Заменом израза за  $f(X)$  приказаним степеном функцијом у израз где је дефинисан количник  $K$  добија се коначни израз за промену радијуса профила шиљка са координатом  $X$  као:

$$R(X) = \sqrt{\frac{D^2}{4} - C \cdot K^{\frac{-X}{L}}} \quad (4.14)$$

$$C = \frac{D^2}{4} \quad (4.15)$$

Заменом коефицијента  $C$  и сређивањем израза добија се коначан израз за промену радијуса шиљка за различите вредности координате  $X$ .

$$R(X) = \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 - K^{\frac{-X}{L}}} \quad (4.16)$$

Поред наведеног радијус шиљка, у зависности од координате  $X$ , може се приказати и као функција Маховог броја на излазу из млазнице, односа притиска гаса на излазу из млазнице и тоталног притиска гаса.

$$R(X) = \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 - \left\{ \frac{1}{M_{p1}} \cdot \left[ \frac{2}{\gamma_p + 1} \cdot \left( 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} \cdot M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma_p + 1}{2(\gamma_p - 1)}} \right\}^{\frac{-X}{L}}} \quad (4.17)$$

$$R(X) = \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 - \left[ \frac{\left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{\frac{\gamma_p + 1}{2(\gamma_p - 1)}} \left( \frac{\gamma_p - 1}{2} \right)^{\frac{1}{2}}}{\left[ \left( \frac{P_{p1}}{P_p} \right)^{\frac{2}{\gamma_p}} - \left( \frac{P_{p1}}{P_p} \right)^{\frac{\gamma_p + 1}{\gamma_p}} \right]^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{-X}{L}}} \quad (4.18)$$

За задату вредност максималног и минималног масеног протока кроз млазницу, одређивањем критичних површина попречног пресека млазнице и еквивалентних максималних и минималних вредности  $X$ , укупна дужина профилисаног дела се може добити као:

$$L_{tot} = X_{max} - X_{min} + L \quad (4.19)$$

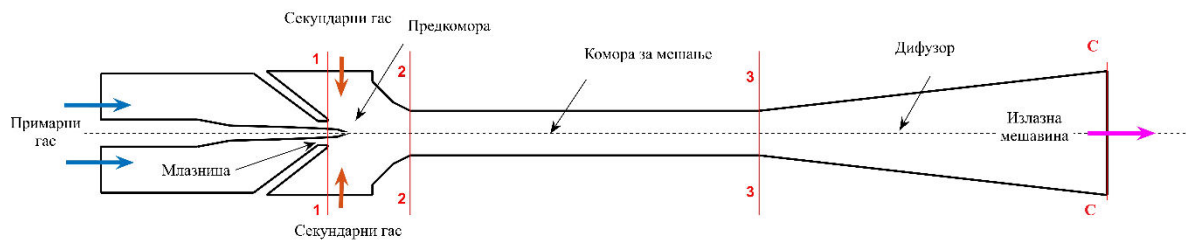
У наставку овог текста, суперсонични гасни ејектор са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека ће бити анализиран експериментално, нумерички и аналитички у циљу анализе предности и мана примене представљеног типа млазнице.

## **4.2 Упрошћени аналитички модел рада суперсоничног гасног ејектора**

Суперсонични гасни ејектор је струјни апарат чија улога је да притисну енергију погонског гаса, у зонама ниског притиска, трансформише у кинетичку енергију, у циљу усисавања секундарног гаса, ниског притиска. Након усисавања, притисак секундарног гаса се повећава и исти се меша са примарним гасом све до излаза из ејектора где се остварује жељени притисак мешавине. Аналитички (једнодимензиони) модели суперсоничног гасног ејектора имају за циљ да одреде понашање истог у зависности од задатих почетних услова. Поред тога, исти могу да се користе и за одређивање оптималне геометрије ејектора за унапред дефинисане почетне услове. Једнодимензиона анализа рада ејектора заснива се на коришћењу закона одржања супстанције, енергије и количине кретања. У овом делу дисертације приказан је упрошћени аналитички модел ејектора коришћен за процену перформанси рада суперсоничног гасног ејектора. Основни пресеци и делови ејектора приказани на моделу суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека приказани су на слици 16. Примарни гас високог притиска убрзава проласком кроз конвергентно-дивергентну млазницу. У грлу млазнице (критични пресек) долази до загушења, односно примарни гас има брзину звука. Приликом тога, за задате почетне услове и дефинисану геометрију млазнице, остварен је максимални проток примарног гаса. Гас даље убрзава у дивергентном делу млазнице. На излазу из млазнице долази до сударања флуидних делића примарног гаса, велике брзине и количине кретања, са флуидним делићима секундарног гаса. Приликом тога долази до промене количине



кретања истих. Примарни и секундарни гас струје ка излазу, приликом чега се мешају у комори за мешање. Услед високих брзина долази до појаве великог броја косих и правих ударних таласа и мешавина гасова успорава. Услед појаве ових неповратности, део притисне енергије прелази у унутрашњу енергију. Мешавина затим улази у дифузор где се врши даља трансформација кинетичке енергије у притисну [102].



**Слика 16** Попречни пресек ејектора са карактеристичним пресецима

Као што је напоменуто посредством коефицијената  $ER$  и  $CR$ , могу се пратити перформансе рада ејектора. Ови коефицијенти су дефинисани као:

$$ER = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (4.20)$$

$$CR = \frac{P_{out}}{P_s} \quad (4.21)$$

Математички модел који је коришћен у циљу предикције рада ејектора је упрошћен бројним претпоставкама. Међутим, показује се да овај модел на примеру суперсоничних гасних ејектора даје задовољавајуће резултате у поређењу са експерименталним подацима. Модел усваја следеће претпоставке:

- Токови гасова су стационарни.
- Процеси који се одвијају у ејектору су адијабатски.
- Величине стања гасова описане су једначином стања идеалног гаса.
- Брзине гасова на улазима и излазима у ејектор су занемарене.
- Секундарни гас је нестишљив.

У наставку је приказана поједностављена процедура извођења основних гасодинамичких релација. Више детаља о моделу може се наћи у [89].

Закони одржања супстанције, количине кретања и енергије у ејектору приказани су следећим једначинама:

$$\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \dot{m}_p \cdot (1 + ER) \quad (4.22)$$

$$\varphi_2 \cdot (\dot{m}_p \cdot V_{p2} + \dot{m}_s \cdot V_{s2}) - (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot V_3 = (P_3 - P_{p2}) \cdot A_{p2} + (P_3 - P_{s2}) \cdot A_{s2} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_p \cdot (c_{pp} \cdot T_p + ER \cdot c_{ps} \cdot T_s) = \dot{m}_p \cdot (1 + ER) \cdot c_{pM} \cdot T_M \quad (4.24)$$

где  $A_3 = A_{s2} + A_{p2}$  представља површину попречног пресека коморе за мешање добијену збиром површина попречног пресека коју заузима примарни и секундарни гас на улазу у исту.

На основу претходног, уводи се додатна претпоставка која се тиче притисака погонског и усисаваног гас, исказана као:

$$P_{p2} = P_{p1} = P_s \quad (4.25)$$

Поред тога, уведене су ознаке односа притисака, дефинисане као:

$$\Pi_{p2} = \frac{P_{p2}}{P_p} = \frac{P_s}{P_p} = \Pi_{ps} \quad (4.26)$$

Брзине примарног и секундарног флуида у пресеку 2 и брзине мешавине у пресеку 3, дефинисане су као:

$$V_{p2} = \varphi_1 \cdot a_{px} \cdot \lambda_{ps} \quad (4.27)$$

$$V_{s2} = \varphi_4 \cdot a_{sx} \cdot \lambda_{s2} \quad (4.28)$$

$$V_3 = \frac{a_{mx}}{\varphi_3} \cdot \lambda_{m3} \quad (4.29)$$

где  $\lambda_{ps}$ ,  $\lambda_{s2}$ ,  $\lambda_{m3}$  представљају количнике брзина примарног, секундарног гаса и мешавине гасова и брзина истих у случајевима када је температура гасова једнака критичној температури у пресецима 1, 2 и 3. Овај однос може се представити као:

$$\lambda_{ps} = \sqrt{1 - \left(\frac{P_p}{P_s}\right)^{\frac{\gamma_p - 1}{\gamma_p}} \cdot \frac{\gamma_p + 1}{\gamma_p - 1}} \quad (4.30)$$

Брзина примарног гаса на критичној температури дефинисана је посредством следећег израза:

$$a_{px} = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_p + 1} \sqrt{\frac{P_p}{\rho_p}}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_p + 1} \sqrt{R_p \cdot T_p}} \quad (4.31)$$

На аналоган начин дефинише се и брзина секундарног гаса и мешавине гасова. Масени проток примарног флуида може се дефинисати као:

$$\dot{m}_p = \frac{\gamma_p \cdot \Pi_{px} \cdot P_p \cdot A_{px}}{a_{px}} \quad (4.32)$$

где се однос притисака примарног флуида у критичним условима и тоталног притиска може приказати као:

$$\Pi_{px} = \frac{P_{px}}{P_p} \quad (4.33)$$

У случајевима када је  $CR$  низак, може се сматрати да су густине примарног и секундарног гаса константне<sup>2</sup>. Стога, следи да је  $\gamma_s = \gamma_p = \infty$ . Усвајајући ову претпоставку, притисак мешавине на излазу из ејектора може се дефинисати као:

$$\frac{P_c - P_s}{P_s} = \gamma_p \cdot \Pi_{px} \cdot \frac{A_t}{A_3} \cdot \frac{P_p}{P_s} \cdot \left[ \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \lambda_{ps} + \varepsilon_M \cdot (\varphi_2 \cdot \varphi_4 - 0.5) \cdot \frac{\rho_p}{\rho_M} \cdot \frac{A_{px}}{A_3 - A_{p1}} \cdot ER^2 - \varepsilon_{px} \cdot \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0.5 \right) \cdot \frac{\rho_M}{\rho_p} \cdot \frac{A_{px}}{A_3} \cdot (1 + ER)^2 \right] \quad (4.34)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  представљају ефикасности млазнице, коморе за мешање, дифузора и преткоморе. Ови коефицијенти су добијени експерименталним путем.

Однос између густине на критичним условима и тоталне густине примарног гаса се дефинише као:

$$\varepsilon_{px} = \frac{\rho_{px}}{\rho_p} \quad (4.35)$$

Оптимална површина попречног пресека коморе за мешање може се наћи изједначавањем првог извода излазног притиска мешавине по површини попречног пресека коморе за мешање са нулом  $\frac{\partial p_{out}}{\partial A_3} = 0$ .

$$\left( \frac{A_3}{A_t} \right)_{opt} = \frac{2 \cdot \varepsilon_{px} \cdot \left[ \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0.5 \right) \cdot \frac{\rho_p}{\rho_M} \cdot (1 + ER)^2 - (\varphi_2 \cdot \varphi_4) \cdot \frac{\rho_p}{\rho_s} \cdot \frac{\frac{A_3}{A_{p1}}}{\frac{A_3}{A_{p1}} - 1} \right]}{\varphi_2 \cdot \varphi_4 \cdot \lambda_{ps}} \quad (4.36)$$

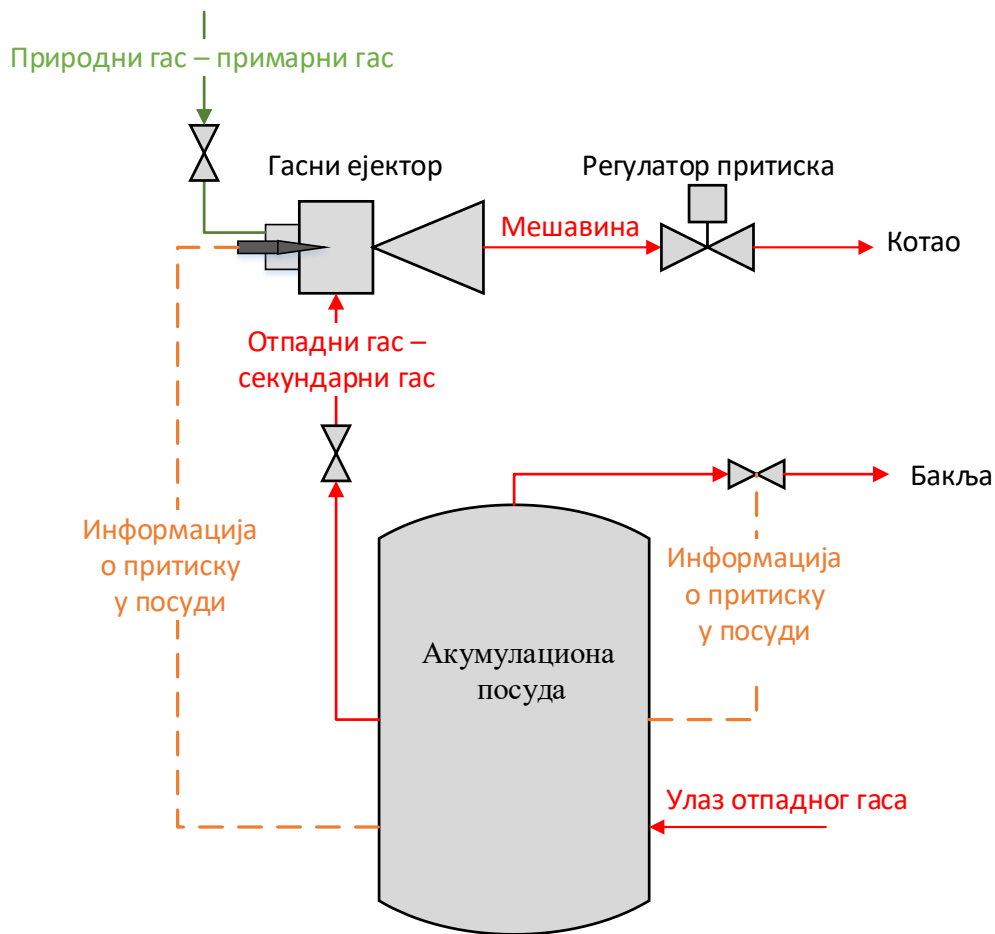
<sup>2</sup> Ово је најважнија претпоставка модела у поређењу са осталим моделима који ће бити приказани у наредним поглављима.

Након одређивања оптималне геометрије ејектора посредством претходног израза потребно је проверити да ли иста задовољава ограничења која се тичу појаве другог и трећег критичног режима у комори за мешање.

### **4.3 Експериментална инсталација**

У циљу анализе рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека, експерименти су извршени на индустријског инсталацији. Шематски приказ индустријске инсталације представљен је на слици 17. Експериментална инсталација за тестирање рада ејектора састоји се од:

1. Суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека.
2. Аутоматског позиционера шиљка.
3. Регулатора притиска за регулисање притиска излазне мешавине и дефинисање радних услова ејектора.
4. Вентила за затварање улаза примарног и секундарног гаса у ејектор.
5. Инертизационог система.
6. Акумулационе посуде за секундарни (отпадни) гас.
7. Бакље за спаљивање гаса у случају непредвиђених околности.
8. Котла.



Слика 17 Шематски приказ експерименталне инсталације

Циљ експерименталне инсталације се заснива на подизању притиска отпадног гаса (усисаваног гаса) и смањењу концентрације високоексплозивног винил ацетата, који представља једну од компоненти која се налази у саставу истог. Услед постојања одговарајућих безбедносних услова, није могуће сагоревати отпадни гас директно без претходног смањења концентрације винил ацетата у истом. Додатно, с обзиром на низак притисак отпадног гаса, исти је неопходно компримовати. Имајући у виду немогућност компресије истог посредством компресора или неке друге струјне машине услед безбедносне регулативе, најједноставнији начин је користити суперсонични гасни ејектор. У извршеном експерименту коришћена су два различита суперсонична гасна ејектора са млазницом променљивом попречног пресека. Први ејектор као примарни гас користи природни гас, док други ејектор као примарни гас користи рафинеријски гас из процеса (у наставку је скраћено означен као R2 гас). Својства природног гаса, R2 гаса и отпадног гаса приказана су у табели 11.

**Табела 11** Својства гасова

	$c_p$ [kJ/kgK]	$R$ [kJ/kgK]	$\gamma$
Природни гас	2052,8	491,375	1,315
R2 гас	1267,8	147,928	1,132
Отпадни гас	1343,8	147,929	1,124

Имајући у виду да је експеримент извршен на индустријској инсталацији, одговарајући мерачи притиска и протока су изабрани како би се могло управљати системом у зависности од захтева корисника. У табели 12 приказане су карактеристике мерне опреме која је коришћена.

**Табела 12** Карактеристике коришћене мерне опреме за мерење притиска

Флуид	Тип	Опсег [Pa]	Класа тачности	Пречник [mm]	Резолуција [Pa]
Природни гас / R2 гас	Бурдонова цев	0-10 <sup>6</sup>	1,0	Ø100	0,2·10 <sup>5</sup>
Отпадни гас	Бурдонова цев	-10 <sup>5</sup> – 3,5·10 <sup>5</sup>	1,0	Ø100	0,1·10 <sup>5</sup>
Излазна мешавина	Дигитални	0 - 6·10 <sup>5</sup>	0,1	-	10 <sup>2</sup>

Мерење протока природног и отпадног гаса обављено је коришћењем вртложних мерача протока са дигиталним излазом са четири децимална места. Класа тачности овог инструмента је 1. Два мерача протока овог типа, заједно са пратећим софтвером, инсталирана су на инсталацији.

У зависности од захтеване топлотне снаге потребне кориснику, различити масени протоци отпадног гаса треба да буду усисани. С обзиром на то да горионици могу да раде само у одређеним опсезима састава излазне мешавине гаса на излазу, гасни ејектор који је коришћен мора да одржава  $ER$  коефицијент у границама између 0,58 и 0,67, што одговара масеним уделитема у границама између 0,35 и 0,4. У складу са захтевом гасне рампе на улазу у котао натпритисак излазне мешавине мора да буде у опсегу између 30 kPa и 50 kPa. На овај начин задовољене су све регулативе које се тичу емисије загађујућих материја и безбедности животне и радне средине. Максимални проток отпадног гаса који улази у ејектор износи 500 kg/h, док минимални проток отпадног гаса износи 350 kg/h. Натпритисак примарног гаса (природног гаса или R2 гаса) износи 150 kPa.

Отпадни гас који долази као нуспродукт производње долази у акумулациону посуду. Натпритисак отпадног гаса варира у опсегу између 5 kPa и 7 kPa. Притисак у

акумулационој посуди контролисан је посредством потрошње отпадног гаса. Информација о притиску у посуди представља сигнал посредством кога се шиљак у млазници позиционира. У случајевима када је натпритисак у посуди већи од 6 kPa, шиљак се помера уназад тако да је масени проток примарног гаса већи, самим тим и масени проток отпадног гаса који се усисава. Обрнут смер позиционирања шиљка се дешава у случајевима када натпритисак у акумулационој посуди падне испод вредности од 6 kPa. Количина усисаваног отпадног гаса регулисана је и посредством регулационог вентила на гасној рампи у зависности од захтева корисника. Када је потрошња отпадног гаса мала, односно када више отпадног гаса долази у акумулациону посуду из процеса производње, притисак у посуди расте. У ситуацијама када је овај натпритисак изнад дозвољене вредности која износи 7 kPa, отвара се вентил и део гаса иде ка бакљи за сагоревање све док притисак у посуди не дође у дозвољен опсег. У циљу мерења перформанси ејектора, шиљак је померан у опсегу од 0% до 100%. Положај шиљака у коме је проток примарног флуида минималан је означен са 0% отворености, док је положај шиљка у коме је проток примарног флуида максималан означен са 100% отворености.

Унутрашња геометрија ејектора је одређена посредством изложеног упрошћеног аналитичког модела, приликом чега су проверени и гранични услови који се тичу критичних режима. Фотографије индустријског постројења приказане су на слици 18, док су фотографије суперсоничног гасног ејектора и млазнице са променљивим попречним пресеком приказане на слици 19.

а)

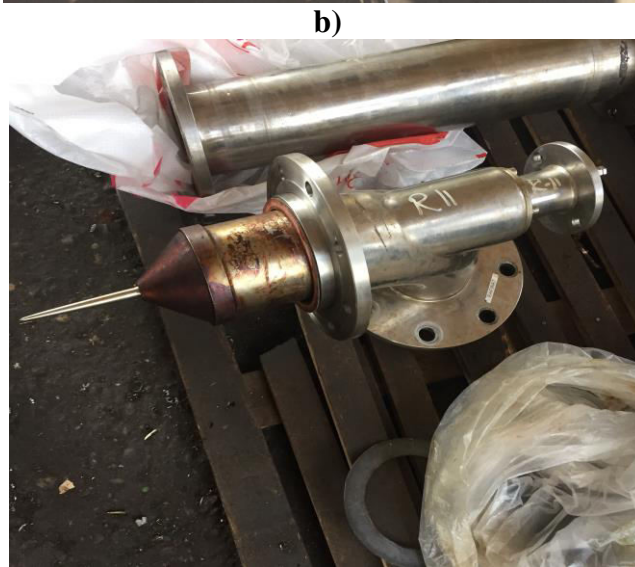
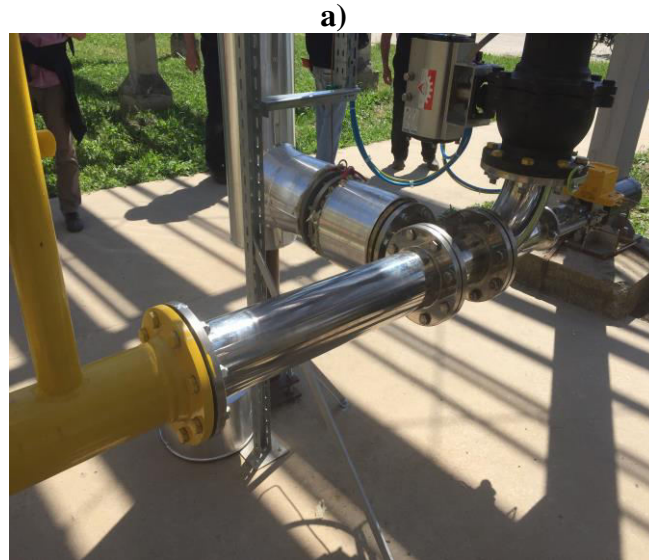


б)



**Слика 18** Фотографије индустријске инсталације коришћене при евалуација рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека





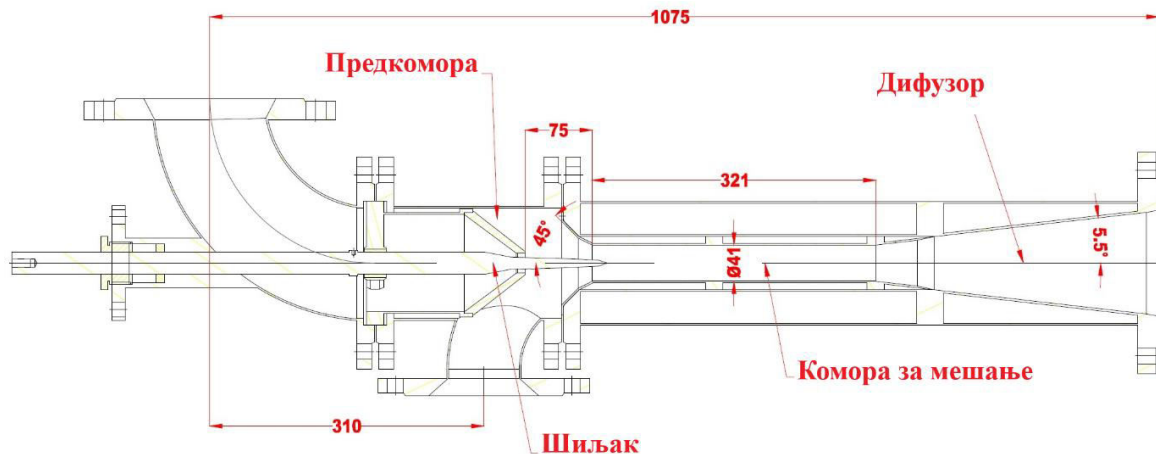
**Слика 19** Фотографије суперсоничног гасног ејектора (а) и конвергентно-дивергентна млазнице променљивог попречног пресека (б)

Најбитније унутрашње димензије коришћеног суперсоничног гасног ејектора са природним гасом као погонским флуидом приказане су на слици 20.

Дужина коморе за мешање код суперсоничног гасног ејектора је одређена посредством емпиријске формуле [89] као:

$$L_3 = 7 \cdot d_3 \quad (4.37)$$

где  $d_3$  представља пречник коморе за мешање.



**Слика 20** Приказ суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека са природним гасом као погонским флуидом

Комора за мешање је конструисана тако да у што мањој мери смањи ефекте дисипације енергије изазване трећем примарног и секундарног флуида у циљу максимизације  $ER$ . Растојање између излазног пресека млазнице и почетка коморе за мешање одређено је експерименталним изразом [89] као:

$$L_{13} = \frac{0,37 + ER}{4,4 \cdot a} + \frac{3,4 \cdot d_{1,100\%} \cdot \sqrt{0,083 + 0,76 \cdot ER} - d_3}{\tan(\beta)} \quad (4.38)$$

где  $\beta = 45^\circ$  представља угао конусног дела на улазу у комору за мешање,  $a = 0,07 \div 0,09$  представља експериментално одређену константну, док  $d_{ex,100\%}$  представља излазни пречник на излазу млазнице при потпуној отворености шиљка (позиција 100% отворен).

#### 4.4 Нумеричке симулације

Нумеричке симулације су извршене коришћењем комерцијалног софтвера ANSYS FLUENT 16.2, документација софтвера се може наћи у [103]. Анализиран је

осносиметрични, стационарни модел са стишљивим флуидима. У оквиру једначине енергије узети су у обзир и дисипативни ефекти услед вискозности. Услед ниских притиска у систему промена термодинамичких карактеристика гасова дефинисана је помоћу једначине стања идеалног гаса. Иако се својства гасова разликују, с обзиром да је сврха симулације превасходно усмерена ка анализи феномена струјања у ејектору, усвојена је претпоставка да су оба гаса истих својстава. Детаљније о својствима гаса приказано је у наставку. У циљу упрошћења симулације додатно је претпостављено да се топлотна проводност и вискозност гасова не мења. На основу свега наведеног, могуће је поставити три основна закона одржања у следећем облику:

Закон одржања супстанције:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.39)$$

Закон одржања количине кретања:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i u_j}) \quad (4.40)$$

Закон одржања енергије:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left( \left( \lambda_{con} + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right) \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i \tau_{ij} \right) \quad (4.41)$$

Једначина стања идеалног гаса

$$p = \rho RT \quad (4.42)$$

Коришћена је стандардна вредност турбулентног Прандтловог броја, која износи 0,85. У оквиру закона одржања количине кретања турбулентни напони одређени су са  $k-\omega$  SST моделом који представља комбинацију стандардног  $k-\omega$  модела у близину зидова (с обзиром да исти даје тачније и нумерички стабилније резултате у овој зони) и  $k-\varepsilon$  модел у спољашњим слојевима. Показано је да је много поузданије користити  $k-\omega$  модел, посебно у случајевима када се моделира комплексна геометрија струјања која узима у обзир да су флуиди стишљиви и да се крећу брзинама већим од брзине звука. Транспортне једначине су коришћене за одређивање кинетичке енергије турбуленције и флукса дисипације  $\omega$ . Стационарне транспортне једначине  $k-\omega$  SST модела могу се приказати као:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4.43)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \quad (4.44)$$

где  $G_k$  представља генерацију турбулентне кинетичке енергије настале услед градијента осредњене вредности брзине, док  $G_\omega$  представља генерацију флука дисипације  $\omega$ .  $Y_k$  и  $Y_\omega$  представљају дисипацију  $k$  и  $\omega$  узроковане турбуленицијом.  $\Gamma_k$  и  $\Gamma_\omega$  представљају утицај дифузивности на  $k$  и  $\omega$ , док  $S_k$  и  $S_\omega$  представљају ознаке које дефинишу настајање  $k$  и  $\omega$ , а  $D_\omega$  је ознака која означава дифузију  $\omega$ .

#### 4.4.1 Моделирање у близини зида

Модел усваја претпоставку да се у близини зида пре вискозног подслоја струјање гаса унапред дефинише функцијом која зависи од растојања од зида. У случају када је коришћена мрежа (енг. „*mesh*”) довољно фина (ћелије унутар мреже су ситне), регија у којој су доминантни ефекти изазвани вискозношћу флуида (пре вискозног подслоја) се успешно решава коришћењем ове функционалне зависности. Више информација о аналитичким зависностима коришћеним у слојевима у околини зида могу се пронаћи у [103].

#### 4.4.2 Гранични услови

Приликом формулације модела, превасходно су задати гранични услови на улазу примарног и секундарног гаса у ејектор. Дефинисан је тотални и статички притисак (сматра да гасови мирују) на улазу у ејектор, који износе  $P_p = 251325$  Pa,  $P_s = 106325$  Pa. Поред тога, дефинисана је тотална температура гасова на улазу и износи  $T_p = 20$  °C,  $T_s = 40$  °C. Одређени су и параметри турбулентног модела у форми интензитета турбуленције  $t_u = 5\%$  и турбулентне вискозности  $\mu_{tu}/\mu = 10$ . С обзиром да интензитет турбуленције представља однос између корена квадрата средње брзине флукуације и средње брзине флуида, исти се може користити за дефинисање кинетичке турбуленције на улазу у ејектор  $k$ . На сличан начин, флука дисипације  $\omega$  на улазу се може добити од кинетичке енергије турбуленције и вискозног односа турбуленције. Вискозан однос турбуленције је директно пропорционалан Рејнолдсовом броју турбуленције као  $Re_{tu} = k/\omega\nu$ . Као што је напоменуто, усвојено је да се не врши размена топлоте кроз границе модела, док је на излазу дефинисана константна вредност излазног притиска. Ова вредност излазног притиска зависи од изабране симулације.

#### 4.4.3 Карактеристике флуида

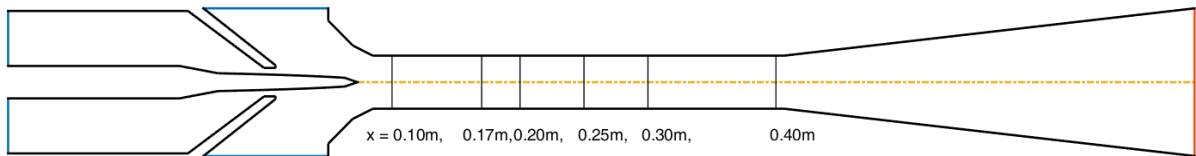
Метан је усвојен као примарни и секундарни гас. У симулацији усвојене су следеће константе вредности метана: гасна константа  $R = 0,518 \text{ kJ/kgK}$ , коефицијент адијабате  $\gamma = 1,307$ , динамичка вискозност  $\mu = 1,087 \cdot 10^{-5} \text{ Pas}$ , топлотна проводност  $\lambda_{th} = 0,0332 \text{ W/mK}$ , специфични топлотни капацитет  $c_p \approx 2200 \text{ J/kgK}$ , Прандтлов број (добијен од  $\mu$ ,  $\lambda_{th}$  и  $c_p$ )  $Pr=0,72$ , брзина звука  $a = 453 \text{ m/s}$ .

#### 4.4.4 Дискретизациони критеријум

Коришћен је имплицитни солвер (енг. „*implicit density-based solver*”) за симултано решење система парцијалних диференцијалних једначина. Градијенти варијабли одређени су методом најмањих квадрата (енг. „*Least Squares Cell-Based method*”). Просторна дискретизација струјних величина извршена је методом другог реда одозго (енг. „*second order upwind*”). Курантов број (енг. „*Courant number*” скраћено CFL) је усвојен да буде 5 или мање. Коришћене су стандардне вредности релаксационих фактора (енг. „*under-relaxation factors*”) у циљу лакше конвергенције решења симулације.

#### 4.4.5 Критеријум конвергенције

На више различитих начина дефинисани су критеријуми конвергенције решења симулације. Први критеријум је да вредности нормализованих резидуланих вредности буду испод вредности  $10^{-3}$ . Други критеријум односи се да вредности масених протока на улазима и излазима, као и вредности Махових бројева, одређених у шест различитих тачака дуж коморе за мешање (приказано на слици 21) остваре локалне критеријуме конвергенције. Локални критеријум конвергенције подразумева да релативна разлика ових вредности у последњих пет стотина итерација буде мања од 0,05% за масене протоке и 0,001% за Махове бројеве.



**Слика 21** Планарни приказ модела коришћеног при симулацији при отвореношћу шиљка од 40%. Шест различитих референтних тачака за одређивање Маховог броја лоцирано је на пресеку између осе модела и вертикалних линија у комори за мешање

#### 4.4.6 Квалитет мреже коришћене при симулацији

Седам различитих мрежа је анализирано (свака мрежа је приказана са различитим положајима шиљка) у циљу одређивања најбољих карактеристика (величина ћелије, особина граничних слојева итд.) и одабира мреже која је даље коришћена при свим осталим симулацијама. Имајући у виду да финоћа мреже повећава рачунски трошак, а смањује грешке симулације, компромис између једноставности исте и тачности резултата је анализиран. Све генерисане мреже су планарне, са неструктурираним хибридним слојевима формираним у регијама у близини зидова. Карактеристике анализираних неструктурираних мрежа приказане су у табели 13.

**Табела 13** Карактеристике мрежа

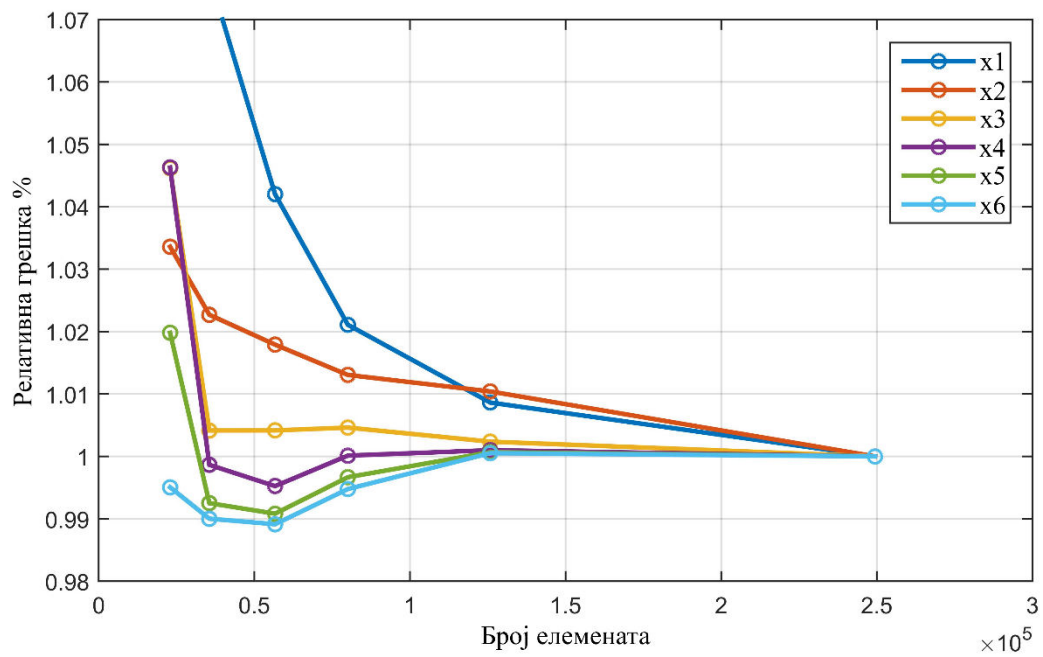
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	Напомена
Димензија површине [mm <sup>2</sup> ]	1,6	1,3	1	0,8	0,6	0,4	У целом домену
Димензија ивице [mm]	0,8	0,65	0,5	0,4	0,3	0,2	У региону млазнице
Δy <sub>1</sub> [mm]	0,05	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	Дебљина првог слоја
<i>N</i>	13	17	20	20	20	20	Број слојева
Квалитет елемената	0,60183	0,57243	0,58837	0,65183	0,71779	0,80505	Идеално 1
Skewness	0,08055	0,07736	0,07396	0,06106	0,06193	0,05284	Идеално 0
Orthogonal quality	0,98097	0,98207	0,98345	0,98777	0,98819	0,99109	Иделано 1
Број чворова	23637	36412	57758	81448	127643	252175	-
Број елемената	22934	35548	56654	80053	125815	249442	-

Тестиране мреже (које одговарају отворености шиљка од 40%) M1-M6 разликују се у величини ћелије, броју граничних слојева, дебљини граничних слојева

итд. Мреже су у табели нумерисане ознакама М1, М2, М3, М4, М5 и М6. Најфинија мрежа је мрежа М6, док је мрежа М1 са најмањим бројем елемената.

Квалитет генерисаних мрежа одређен је са неколико битних показатеља, представљеним у [103]. Први показатељ је квалитет елемената који се креће у опсегу од 0 до 1. Квалитет елемената 1 односи се на коцкасте или призматичне елементе, док 0 означава елементе неправилног облика. Коefицијент асиметрије је метрика која показује колико су коришћени елементи асиметрични. Са 0 је оцењен елемент који је у потпуности симетричан, док је са 1 означен елемент који ја асиметричан (разликује се у потпуности у односу на осу симетрије). У најоштијем случају сви елементи који су коришћени у оквиру представљених мрежа имају коefицијент асиметрије мањи од 0,05. Они елементи који се налазе у првом граничном слоју су у потпуности асиметрични, стога су и осредњене вредности коefицијента асиметрије нешто више. Квалитет ортогоналности дводимензионих ћелија се креће у опсегу од 0 до 1, где 0 означава лош скор, а 1 добар скор. Овом метриком дефинише се угао између вектора нормале посматране површине и нормале суседне површине ћелије. У табели 13 дати су упоредни прикази метрика за генерисане мреже.

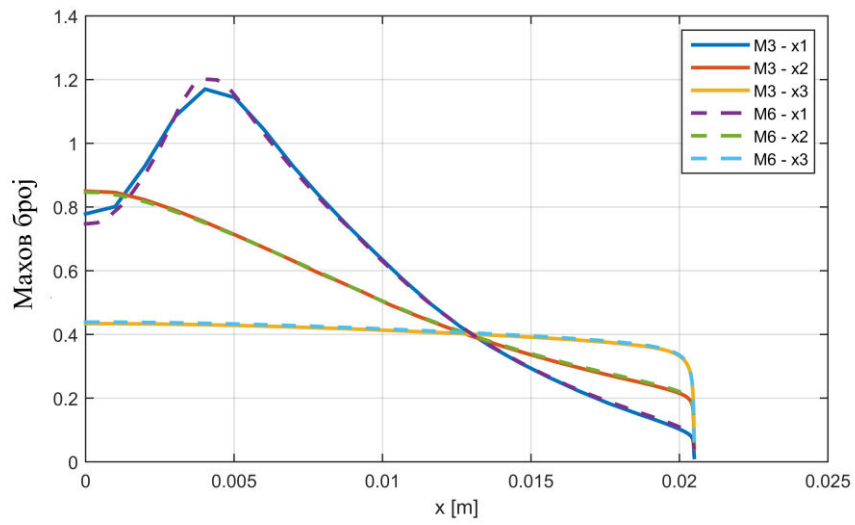
Као што је претходно напоменуто, у циљу поређења квалитета генерисаних мрежа, квалитет мреже ја анализиран на шест различитих локација дуж осе коморе за мешање. Релативна грешка добијених резултата изражена је поређењем са мрежом најфинијег квалитета М6 и приказана је на слици 22. Расподела Махових бројева дуж три различита попречна пресека, у случају М6, М5 и М3 мреже приказана је на слици 23.



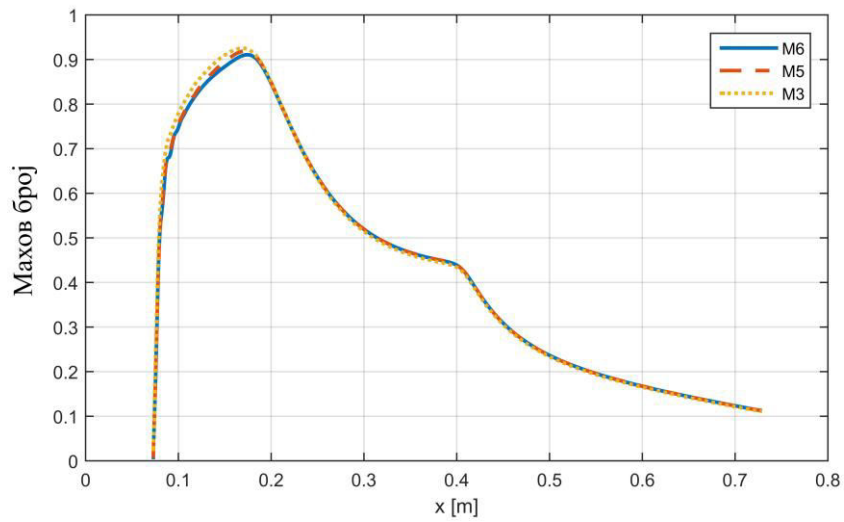
**Слика 22** Релативна грешка Махових бројева одређених на шест различитих референтних тачака дуж осе ејектора



a)

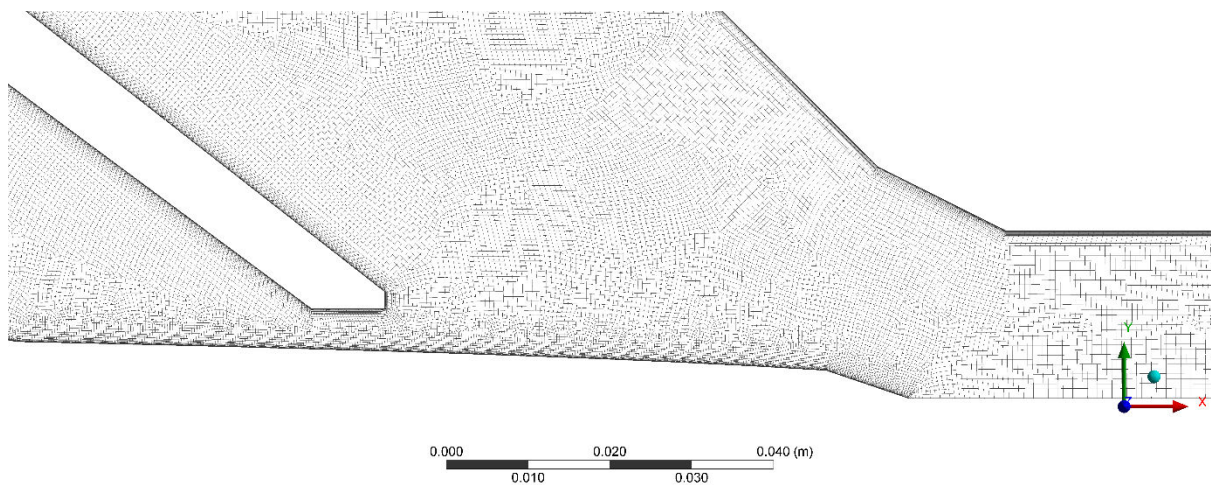


b)



**Слика 23** Расподела Махових бројева дуж три различита попречна пресека (а) и дуж осе ејектора (б)

На основу изложеног, карактеристике мреже M5 се могу сматрати задовољавајуће имајући у виду да је релативна грешка исте око 1%. Мрежа M5 коришћена је у даљој анализи рада суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека. Мрежа је дводимензионална са 20 призматичних хибридних неструктурираних слојева у близини зида, што као последицу има задовољавајуће вредности бездимензионих растојања од зида  $y^+ < 5$ . Представљена мрежа је довољно добра за случај осносиметичног струјања и има око 130 ћелија. Пример дела креиране мреже M5 у близини млазнице променљивог попречног пресека представљен је на слици 24.



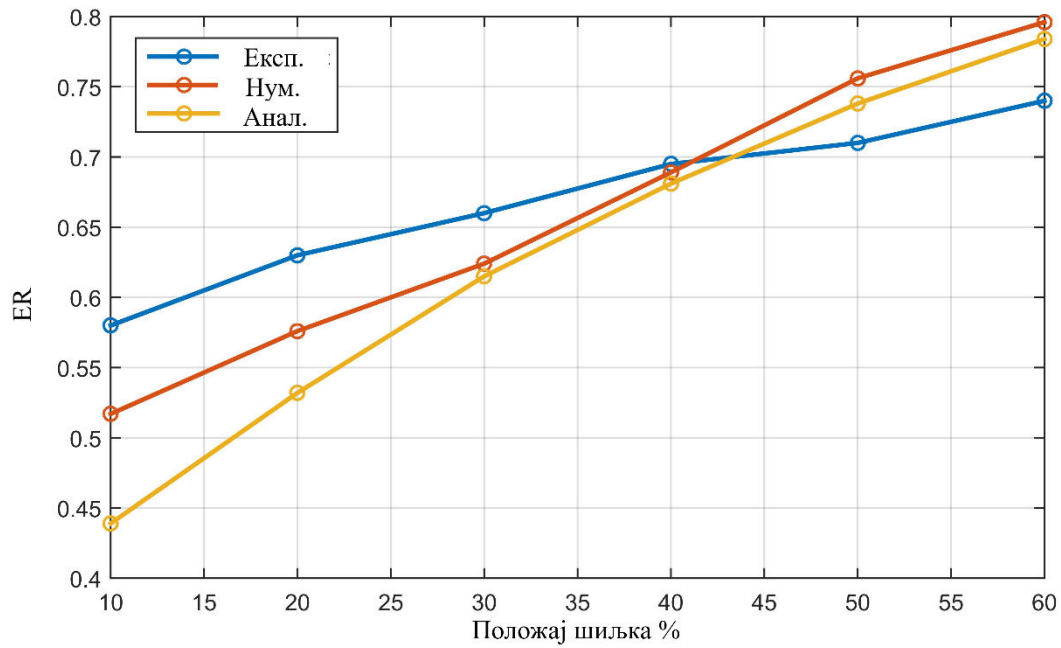
Слика 24 Квалитет мреже у близини млазнице

#### 4.5 Резултати и дискусија

Сврха овог дела дисертације заснива се на евалуацији процесних перформанси суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека, ради анализе предности и мана коришћења истог. Неки од измерених резултата рада ејектора са погонским гасом, заједно са  $ER$  коефицијентом и мерним несигурностима, приказани су у табели 14. Поређење резултата добијених применом аналитичких и нумеричких модела са експерименталним подацима приказано је на слици 25 и у табели 15.

**Табела 14** Измерене вредности масених протока и  $ER$  коефицијента

Позиција шилџа, %	$\dot{m}_p$ [kg/s]	$\dot{m}_s$ [kg/s]	$ER$
10	0,10650±0,00106	0,06250±0,00062	0,58685±0,01057
20	0,11010±0,00110	0,06940±0,00069	0,63033±0,01076
30	0,11370±0,00114	0,0750±0,00075	0,65963±0,01090
40	0,11790±0,00118	0,08190±0,00082	0,69465±0,01110
50	0,12290±0,00123	0,08750±0,00087	0,71196±0,01121
60	0,12750±0,00127	0,09440±0,00094	0,74039±0,01140



**Слика 25** Поређење резултата добијених аналитичким и нумеричким моделима са резултатима експеримената

**Табела 15** Релативне грешке аналитичког и нумеричког модела

Позициј шиљка, %	Упрошћени аналитички модел						Нумерички модел					
	$\dot{m}_p$ [kg/s]	$\dot{m}_s$ [kg/s]	$ER$	Рел. грешка $\dot{m}_p$ , %	Рел. грешка $\dot{m}_s$ , %	Рел. грешка $ER$ , %	$\dot{m}_p$ [kg/s]	$\dot{m}_s$ [kg/s]	$ER$	Рел. грешка $\dot{m}_p$ , %	Рел. грешка $\dot{m}_s$ , %	Рел. грешка $ER$ , %
10	0,1070	0,0469	0,44	0,50%	24,96%	25,21%	0,0958	0,0495	0,52	10,03%	20,81%	11,97%
20	0,1109	0,0590	0,53	0,72%	15,04%	15,65%	0,0993	0,0572	0,58	9,84%	17,64%	8,66%
30	0,1151	0,0708	0,62	1,21%	5,60%	6,75%	0,1029	0,0643	0,62	9,47%	14,31%	5,36%
40	0,1193	0,0813	0,68	1,22%	0,79%	2,05%	0,1067	0,0735	0,69	9,50%	10,36%	0,96%
50	0,1237	0,0913	0,74	0,66%	4,34%	3,65%	0,1105	0,0835	0,76	10,11%	4,56%	6,17%
60	0,1281	0,1004	0,78	0,45%	6,31%	5,86%	0,1145	0,0911	0,80	10,24%	3,54%	7,44%
Осредњено				0,79%	9,51%	9,86%				9,86%	11,87%	6,76%

Релативне грешке  $ER$  коефицијента добијеног коришћењем нумеричког модела варирају у распону од 12 % (за позицију шиљка 10%) и 0,96% (за позицију шиљка 40%), док се коришћењем аналитичког модела опсег ових грешака налази у границама између 2% и 25%. На сличан начин представљене су у табели 15 и релативне грешке масених протока примарног и секундарног гаса. Важно је нагласити да се масени протоци примарног флуида добијени коришћењем аналитичког модела занемарљиво мало разликују у односу на исте добијене нумеричким симулацијама. Супротно се може констатовати за случај протока секундарног флуида, где је у најлошијем случају (при позицији шиљка 10%) релативна грешка аналитичког модела 25%, а релативна грешка нумеричког модела је 20%.

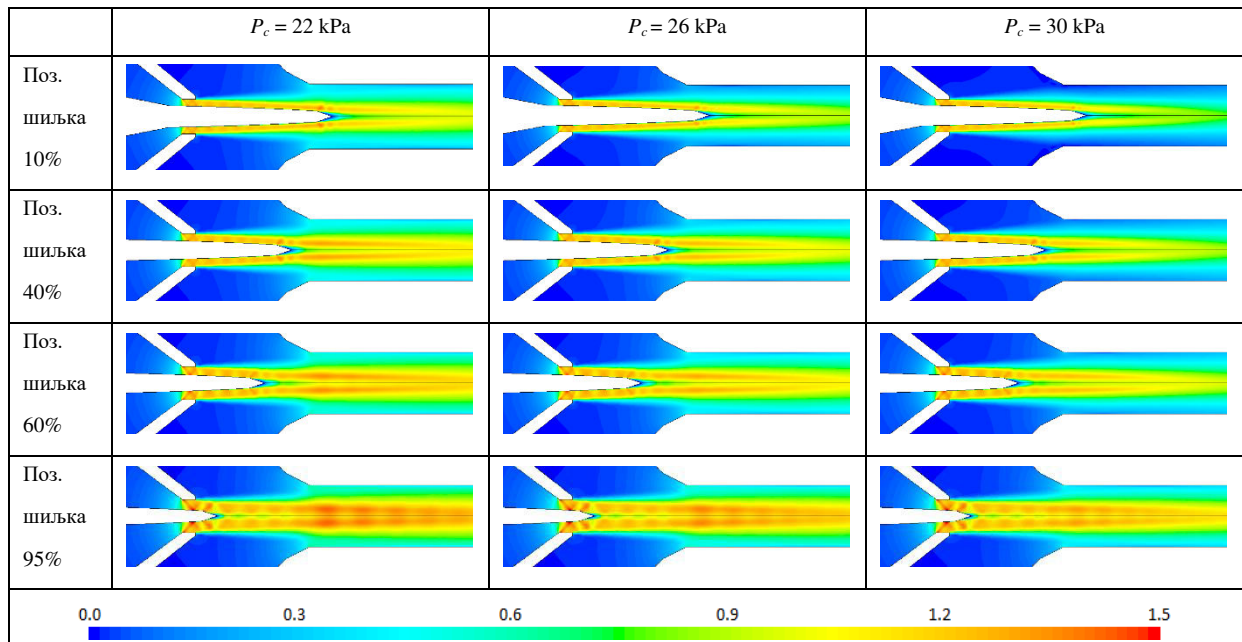
Могући разлози зашто су резултати добијени упрошћеним аналитичком моделом неупоредиво већи у односу на резултате експеримента односе се на усвајање претпоставке о идеалном мешању гасова без утицаја губитака насталих услед трења и косих ударних таласа примарног гаса насталих као последица струјања преко шиљка. Стога, да би се перформансе предикције рада ејектора посредством аналитичког модела побољшале, неопходно је емпиријски евалуирати ефикасности компонената ејектора.

У случају нумеричких симулација, претпоставка је да примарни и секундарни гас метан има највећи утицај на релативне грешке нумеричког модела. На основу резултата остварених коришћењем нумеричког модела може се закључити да су исти задовољајући, стога се нумеричким моделом може извршити анализа рада суперсоничног гасног ејектора.

Положај шиљка у млазници дефинише геометрију млазнице, односно површину критичног и излазног попречног пресека. Проток гаса кроз млазницу мења се транслацијом шиљка у правцу осе цилиндра. Анализирајући различите вредности излазних притисака и положаја млазнице на слици 26 приказане су струјне слике ејектора у различитим условима.

У оквиру аналитичког модела, претпоставља се да је притисак на излазу из млазнице једнак притиску у преткомори. С обзиром на мале падове притисака при струјању секундарног гаса у преткомору ејектора, сматра се да је притисак у преткомори ејектора једнак притиску секундарног гаса на улазу у ејектор. Поред тога, Махов број мешавине на излазу из млазнице је потпуно независан од услова који владају у комори за мешање и дифузору. За задате радне услове и дефинисану геометрију Махов број природног гаса на излазу из ејектора је 1,214. У табели 16 дате су вредности Маховог броја природног гаса на излазу из млазнице за различите положаје шиљка евалуиране нумеричким моделима. Може се видети да се вредности добијене нумеричким моделима не разликују значајно од аналитичких резултата.

Иако је Махов број у складу са аналитичким резултатима, коси ударни таласи су дистрибуирани дуж дела млазнице који се налази у преткомори. Контуре  $CR$  коефицијената за различите позиције шиљка при константним вредностима излазног притиска приказане су на слици 27. Може се приметити да су коси ударни таласи најизраженији на самом врху шиљка млазнице. Међутим и поред тога ове неповратности не утичу битно на укупне перформансе ејектора у погледу  $ER$  и  $CR$ .

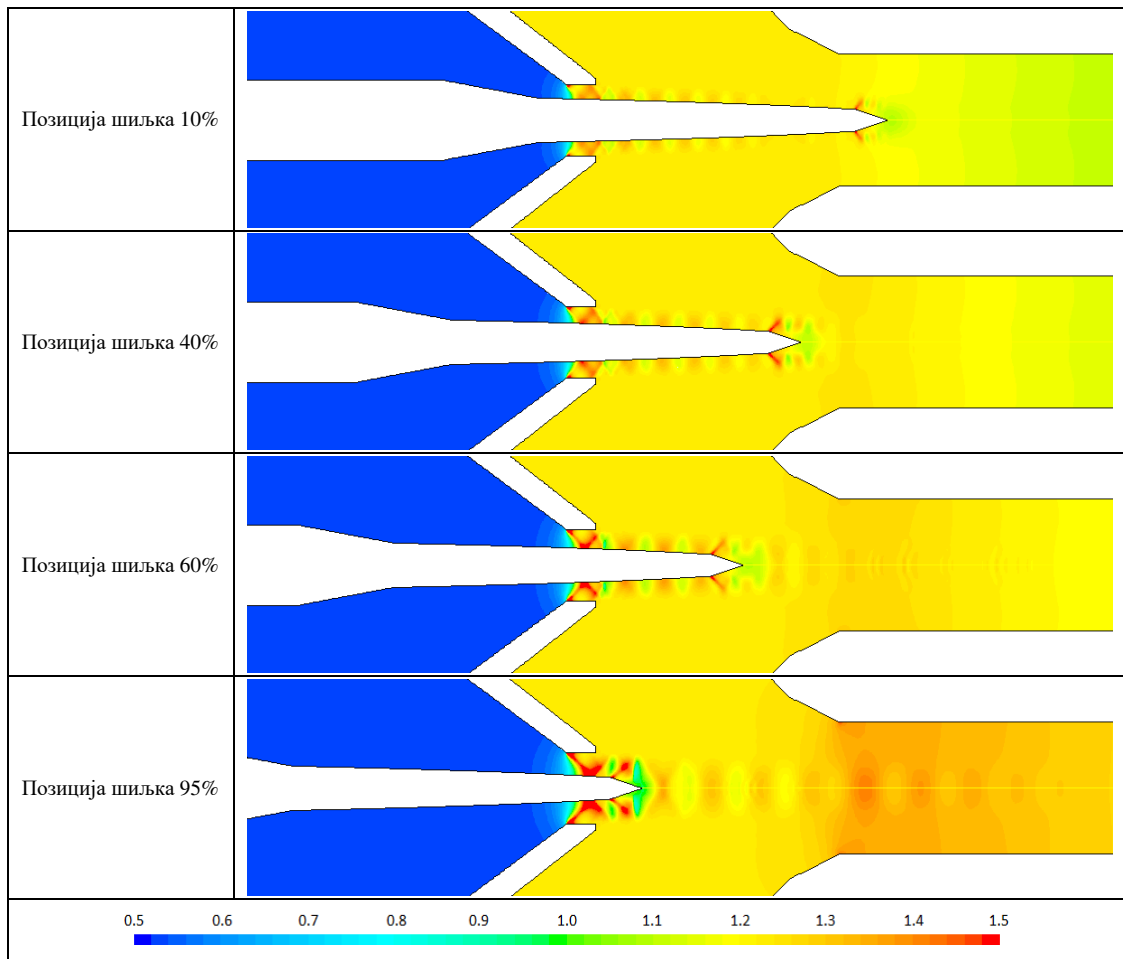


**Слика 26** Контуре Махових бројева, у зони млазнице, преткоморе и коморе за мешање, за различити положај шилка и различите излазне вредности натпритисака

**Табела 16** Вредности Маховог број на излазу из млазнице

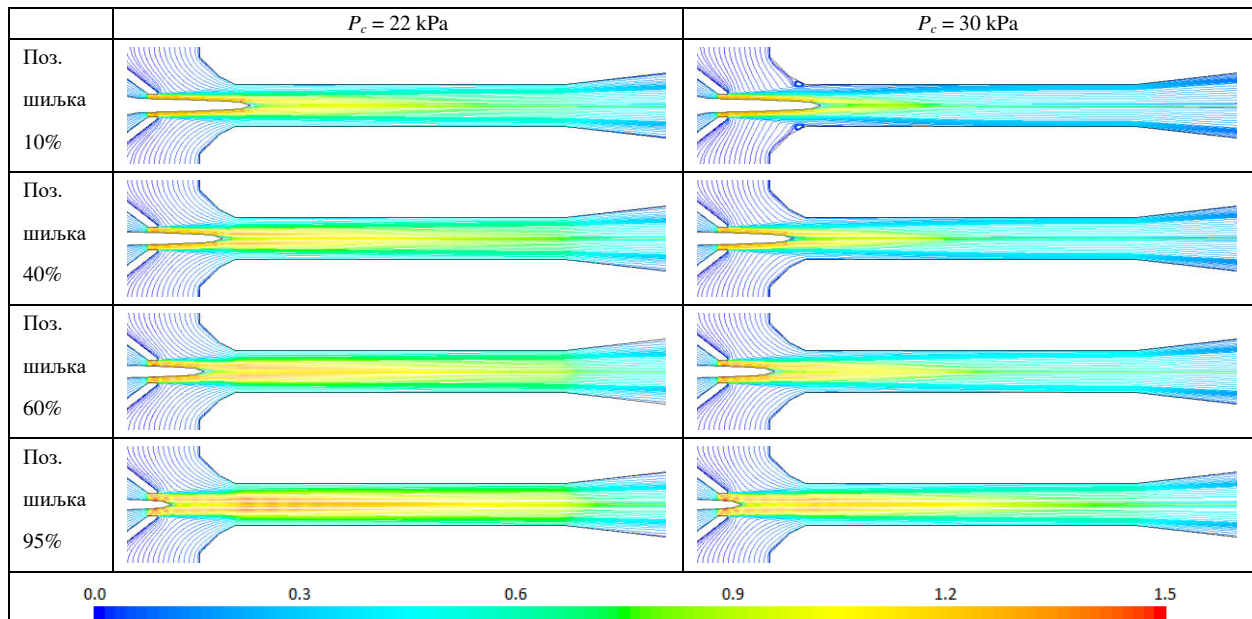
Позиција шилка (%)	$M_{pl}$
10.00	1.2111
20.00	1.2160
30.00	1.2192
40.00	1.2245
50.00	1.2307
60.00	1.2384
95.00	1.2731

Независно од вредности притиска на излазу струјна слика у региону око млазнице се не мења значајно. Промене су најизраженије на врху шилка где почиње усисавање секундарног гаса. Поред тога, притисак на излазу битно утиче на феномене струјања у комори за мешање и дифузору. Снижавањем излазног притиска примећује се да се зоне са суперсоничним брзинама померају ка излазу коморе за мешање, самим тим мешање гасова се врши спорије и мање униформно. Поред тога, још једна од последица ниже вредности излазног притиска огледа се у померању слојева који се мешају ка оси ејектора у комори за мешање, док су исти у дифузору више померени ка границама ејектора. Наведени закључци се могу видети на сликама 28 и 29.

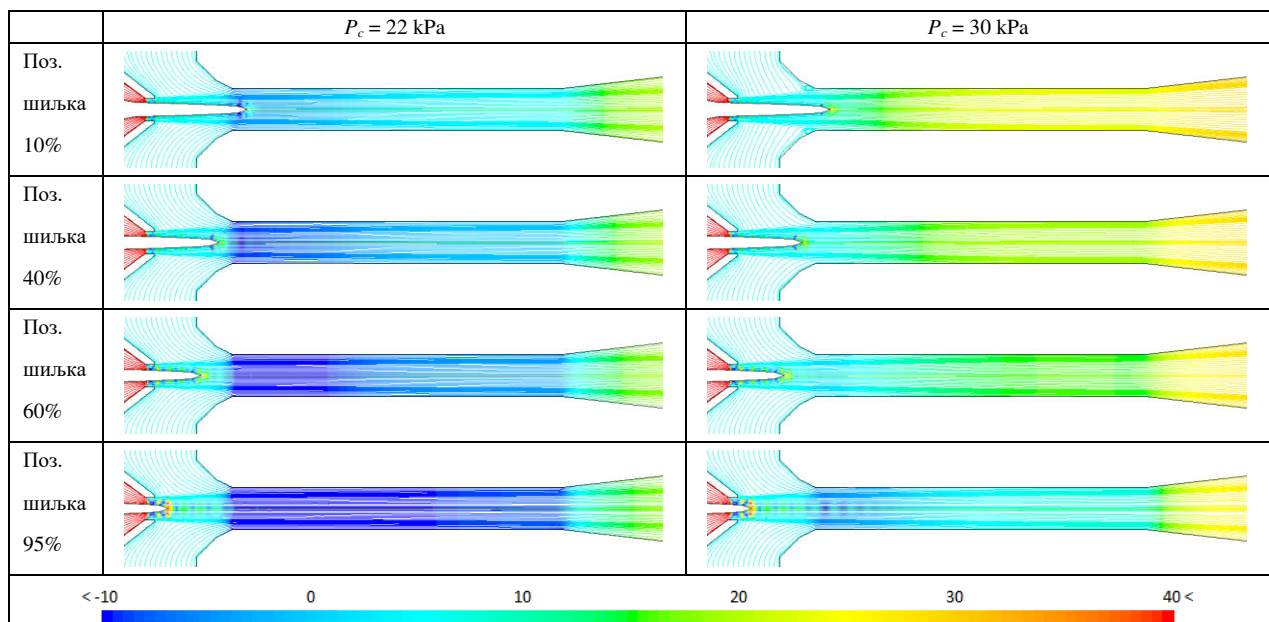


**Слика 27** CR контуре около и иза шиљка за различите позиције шиљка и притисак на излазу од  $P_M = 30\text{kPa}$

Слични ефекти се могу видети при translацији млазнице док се излазни притисак одржава константним. Ипак, коси ударни таласи су најдоминантнији у случају где је врх шиљка позициониран близу излаза млазнице, односно када је млазница у потпуности отворена. Примећено је да не може било која комбинација положаја шиљка и излазног притиска из млазнице да обезбеди задовољавајуће резултате. Комбинација недовољне отворености млазнице и високог излазног притиска може да изазове зоне повратног струјања које се могу видети на сликама 28 и 29.

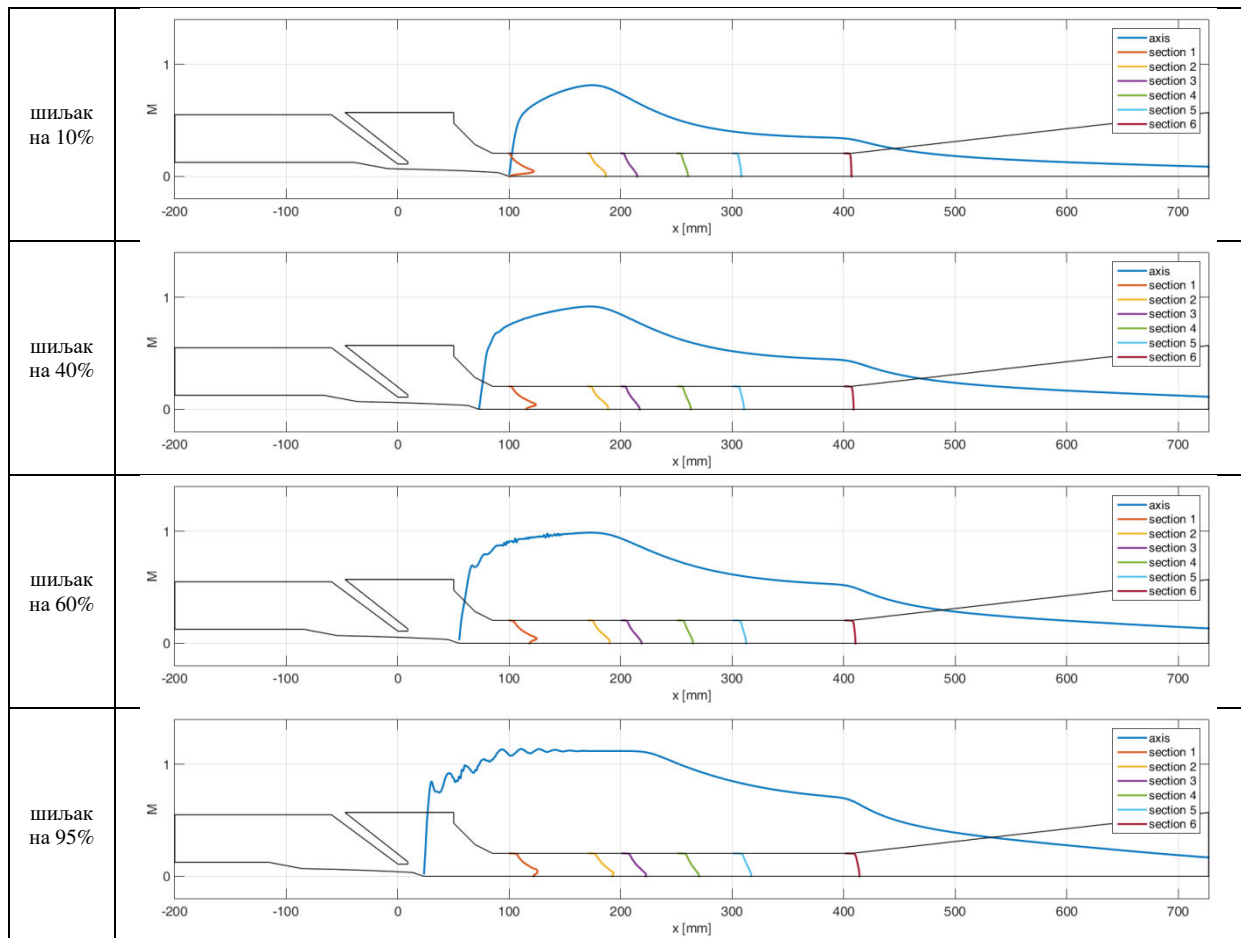


**Слика 28** Струјнице примарног и секундарног гаса обојене вредностима Маховог броја за различите позиције шиљка и различите притиске на излазу



**Слика 29** Струјнице примарног и секундарног гаса обојене вредностима натпритиска за различите позиције шиљка и различите притиске на излазу





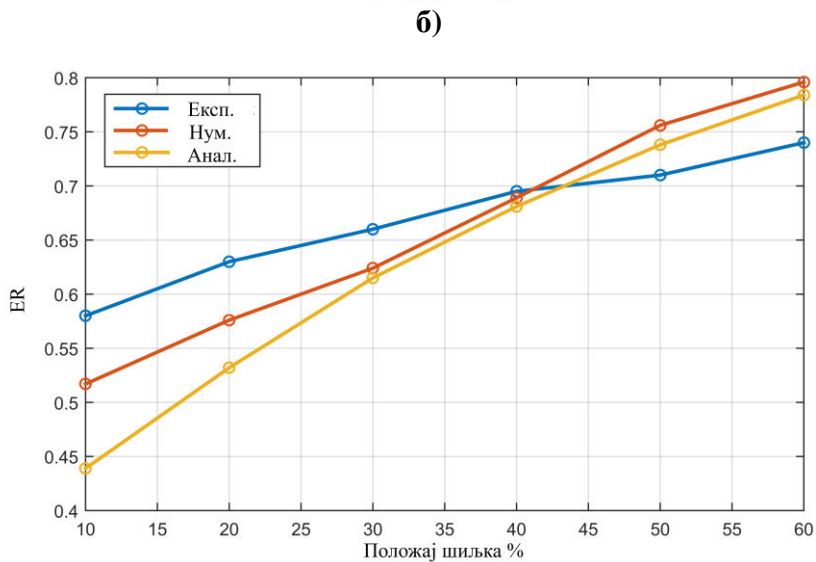
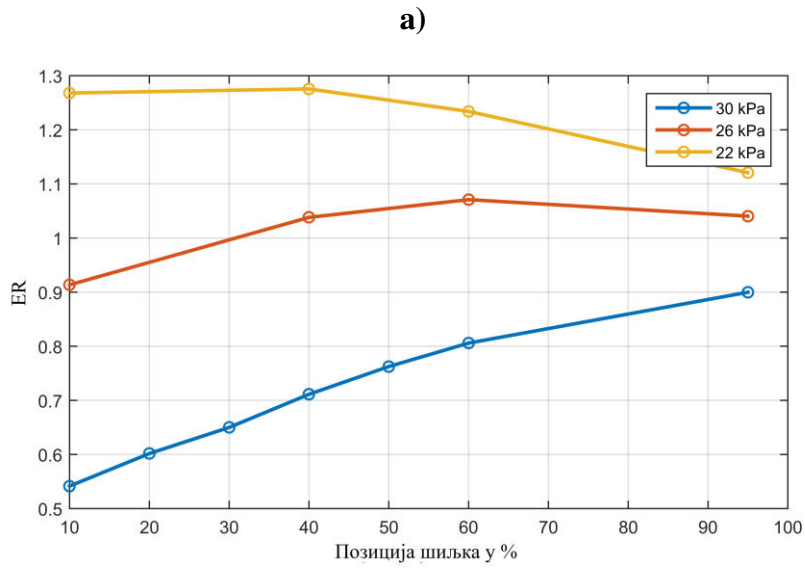
**Слика 30** Профил Маховог броја дуж осе и профили Маховог броја дуж шест референтних пресека за различите положаје шиљака при константном излазном притиску  $P_M = 30 \text{ kPa}$

На слици 30 представљени су профили Маховог броја за различито дефинисане геометрије при константним вредностима излазног притиска. Као што је очекивано, при нижим масеним протоцима примарног гаса, брзине у комори за мешање су ниже. У случају позиције шиљака 10%, брзине у комори за мешање су ниже од критичних, осим у деловима непосредно на самом излазу из млазнице. Када је шиљак позициониран тако да се остварују већи масени протоци гаса, појављују се суперсоничне зоне, а Махов број дуж осе остварује максималне вредности од 1,2 – 1,3. У случају позиција шиљака 60% и 95%, ударни таласи и интеракција између гасова постаје видљивија. Осциловање Маховог броја дуж осе јасан је индикатор појаве низа косих ударних таласа. У овим случајевима, јак утицај ударних таласа је померен дуж осе на самом излазу из коморе за мешање. Профил брзине на излазу из коморе за мешање након пада брзине је униформнији у случају нижег масеног протока примарног гаса.

Мешање два флуидна тока илустровано је на сликама 26, 27, 28 и 29. Иако су струјнице које потичу од два различита гаса праве линије, процес размене количине кретања је евидентан. Анализирајући Махове броје и расподелу притисака у комори за мешање, закључује се да је ова расподела континуална и диференцијабилна. Максимална брзина остварује се при изласку природног гаса из млазнице, у преткомори, где се спајају примарни и секундарни гас. Смањивањем излазног притиска тачка спајања примарног и секундарног гаса се помера дубље ка комори за мешање.

Варијацијом излазног притиска и позиције шиљка карактеристике суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека приказане су на слици 31. Смањењем излазног притиска доводи до повећања  $ER$ , за све положаје шиљка. Градијент ове промене је највећи у случају 10% положаја шиљка, док је најмањи када је положај шиљка 95%. Евидентно је да позиција шиљка постаје битна за  $ER$  при високим вредностима излазног притиска  $P_M$ .

Основни недостатак ејектора са оваквим типом млазнице огледа се у појави загушења секундарног гаса на местима где је површина попречног пресека између почетка коморе за мешање и шиљка најмања. Овај случај се најчешће дешава када је шиљак померен унапред. Други недостатак се односи на немогућност покривања целокупног опсега рада, услед фиксиране геометрије коморе за мешање. У случајевима када би пречник коморе за мешање могао произвољно да се мења у широким границама,  $ER$  и  $CR$  би могли да се у потпуности одржавају константним. Поред тога важно је напоменути да је сврха оваквих ејектора рад у променљивим режимима, стога рад у режимима који нису критични не сматра се недостатком ејектора. Остали недостаци ејектора су повезани са високим трењем које настаје при струјању примарног гаса преко шиљка млазнице. Овај губитак је посебно изражен када је шиљак дугачак и када се остварују високе брзине гаса на излазу из млазнице.



**Слика 31** Промена  $ER$  са излазним притиском при константној позицији шиљка (а) и промена  $ER$  при промени позиције шиљка и констаном излазном притиску (б)

У наредном поглављу представљена је новоразвијена метода за одређивање ефикасности компонената ејектора из експерименталних резултата, у циљу побољшања перформанси предикција аналитичких модела.

## **5 Евалуација рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека једнодимензионим моделима**

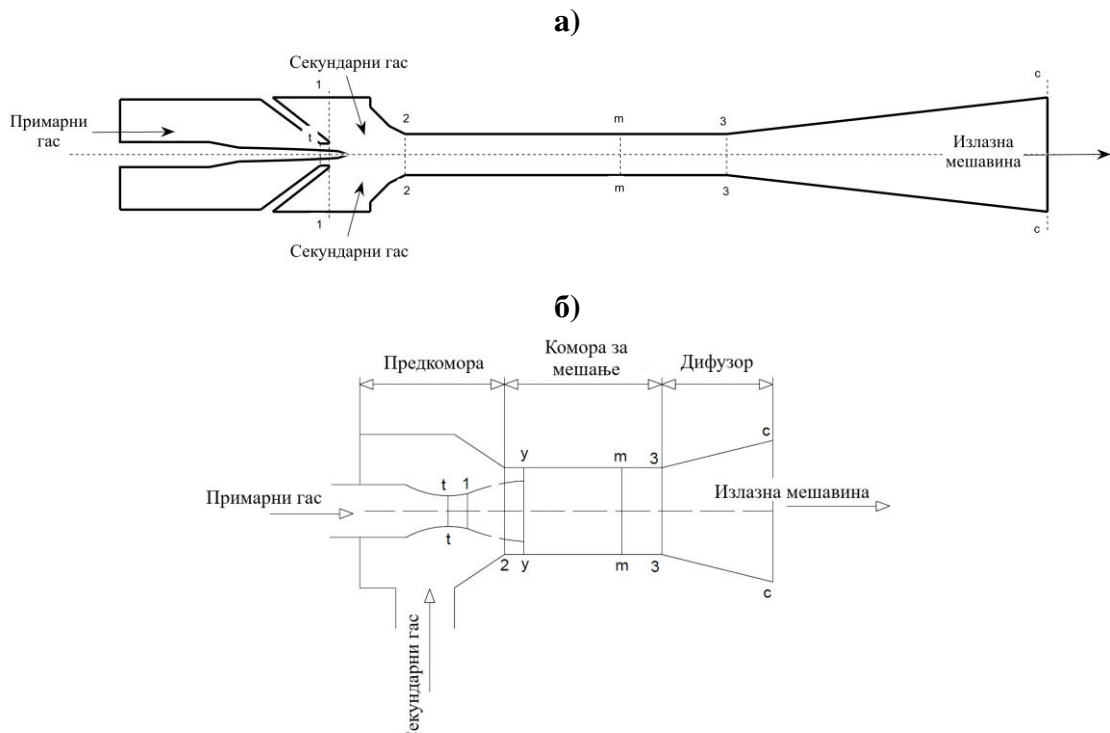
Имајући у виду перформансе предикције постигнуте најједноставнијим аналитичким моделом, у овом делу дисертације биће анализирани компликованији аналитички модели суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека. Прво су одређене ефикасности компонената гасног ејектора за три различита аналитичка модела. Ефикасност компонената је представљена линеарним и сигмоидним функционалним зависностима где су као атрибути коришћени односи попречних пресека коморе за мешање и критичног пресека млазнице (скраћено  $Ar$ ), док су у другом случају коришћени односи разлике притисака (скраћено  $Pr$ ). Коришћена је метахеуристика мравојед за једнокритеријумску оптимизацију. Резултати добијене оптимизације су упоређени са експерименталним вредностима добијених коефицијената  $ER$ . У циљу добијања мањих вредности релативних грешака и већих вредности корелационих односа, аналитички модели су комбиновани посредством алгорита машинског учења МоЕ. Резултати добијени за различите вредности атрибута су визуализоване и представљене су области у којима је сваки од модела има најбоље перформансе предикције.

У наставку су изложене теоријске основе алгорита коришћеног при одређивању ефикасности компонената гасног ејектора.

### **5.1 Аналитички модели суперсоничног гасног ејектора**

Поред анализираниог упрошћеног модела за евалуацију рада ејектора, у овом поглављу приказана су три нова аналитичка модела за предикцију перформанси рада суперсоничног гасног ејектора [34, 89, 104]. Сви модели су развијени за случај када је суперсонични гасни ејектор константне геометрије, међутим, исти се могу применити и у случају коришћења конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека. На слици 32 шематски је приказан суперсонични гасни ејектор са млазницом константног и променљивог попречног пресека. Имајући у виду да се ејектор анализира у стационарним радним условима, аналитички модели развијени за случај константе геометрије ејектора се могу успешно применити. Једина разлика која ће

утицати на перформансе модела односи се на ефикасност компоненти ејектора. У наредним поглављима представљени су шест коришћених модела и приказана је новоразвијена методологија за одређивање ефикасности компоненти ејектора.



Слика 32 Шематски приказ суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог (а) и константног (б) попречног пресека

### 5.1.1 Модел Лија и Чена

Ли [104] и Чен [34] развили су аналитичке, једнодимензионе моделе за анализу перформанси рада ејектора у разлитичитим режимима. У оба модела дефинисани су следећи радни режими суперсоничног гасног ејектора:

1. Други критични режим - где је  $ER$  константан и једнак  $ER_c$  ( $ER$  оствареном у критичној тачки). Излазни притисак у критичном режиму је у следећим границама  $0 \leq P_c \leq P_{cx}$ .
2. Радни режим рада ејектора без загушења - у овом режиму  $ER$  се креће између вредности 0 када је излазни притисак  $P_{cb}$  и  $ER_c$  када је излазни притисак  $P_{cx}$ . Излазни притисак у овом радном режиму је дефинисан у следећим границама  $P_{cx} \leq P_c \leq P_{cb}$ .

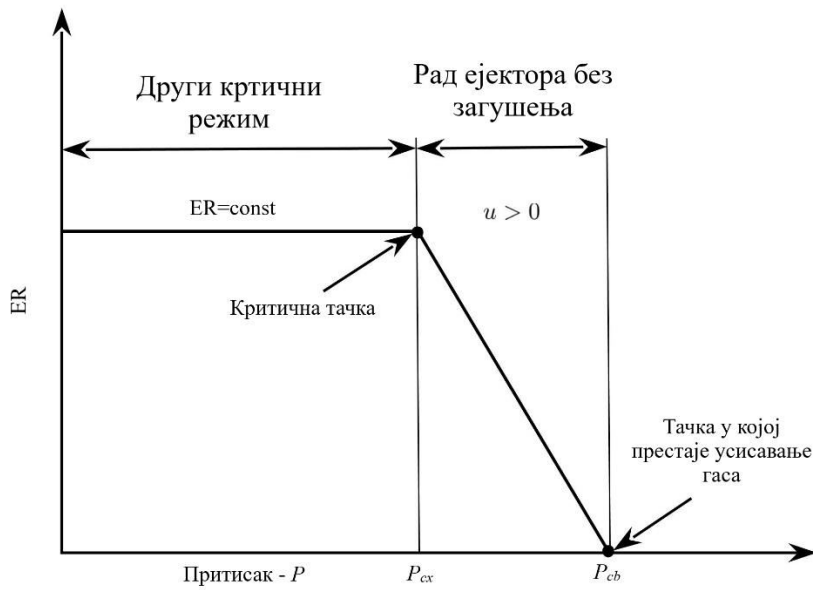
3. Режим повратног струјања - у овом режиму нема усисавања, односно  $ER$  је 0.

Излазни притисак у овом режиму је  $P_c \geq P_{cb}$ .

Режими рада суперсоничног гасног ејектора приказани су на слици 33. У циљу формулације модела уведене су следеће претпоставке:

1. Струјање гас у ејектору је стационарно и једнодимензионо.
2. Погонски и усисаван гас су идеални са константним вредностима  $c_p$  и  $\gamma$ .
3. Брзина погонског, усисаваног гаса и излазне мешавине на улазима и излазу из ејектора је занемарљива.
4. Не долази до хемијских реакција у ејектору.
5. Губици топлоте кроз зидове ејектора се не узимају у обзир, односно струјање гасова је адијабатско.
6. Претпоставља се да мешање гасова у критичном режиму почиње у пресеку  $y-y$ , где су притисци оба гаса једнаки.
7. Ли претпоставља да у тачки где усисавање престаје, погонски гас струји кроз млазницу без мешања.
8. Чен претпоставља да гасови струје на исти начин у свим режимима рада ејектора.

У односу на оригиналне радове, у овој дисертацији модел Лија и Чена је проширен на случај када је хемијски састав погонског и усисаваног гаса различит. Шематски прикази модела се могу видети у оригиналним радовима, док је у овој дисертацији дат преглед битних концепата модела.



Слика 33 Режији рада ејектора према моделу Лија и Чена

### Перформансе ејектора у другом критичном режиму

Перформансе рада суперсоничног гасног ејектора у другом критичном режиму представљене су у складу са методологијом датом у [31].

### Струјање погонског гаса од улаза до пресека у-у

Масени проток погонског гаса при загушењу у критичном пресеку конвергентно-дивергентне млазнице може се представити као:

$$\dot{m}_p = \frac{P_p A_t}{\sqrt{T_p}} \sqrt{\frac{\gamma_p}{R_p} \left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{(\gamma_p + 1)/(\gamma_p - 1)}} \sqrt{\eta_p} \quad (5.1)$$

где  $\eta_p$  представља коефицијент изентропске ефикасности погонског гаса при струјању кроз млазницу, док  $A_t$  представља површину грла млазнице.

Махов број на излазу из млазнице може се одредити посредством следећег израза:

$$\left( \frac{A_{p1}}{A_t} \right) = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[ \frac{2}{\gamma_p + 1} \left( 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{(\gamma_p + 1)/(\gamma_p - 1)} \quad (5.2)$$

$$\frac{P_p}{P_{p1}} = \left( 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\gamma_p/(\gamma_p - 1)} \quad (5.3)$$

где  $A_{p1}$  представља површину попречног пресека на излазу из млазнице.

Притисак и Махов број примарног гаса на пресеку у-у одређен је изентропским релацијама:

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{p1}^2\right)^{\gamma_p/(\gamma_p - 1)}}{\left(1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{py}^2\right)^{\gamma_p/(\gamma_p - 1)}} \quad (5.4)$$

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{(\phi_p / M_{py}) \left[ (2/(\gamma_p + 1)) \left(1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{py}^2\right) \right]^{(\gamma_p + 1)/(2(\gamma_p - 1))}}{(1/M_{p1}) \left[ (2/(\gamma_p + 1)) \left(1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{p1}^2\right) \right]^{(\gamma_p + 1)/(2(\gamma_p - 1))}} \quad (5.5)$$

где  $\phi_p$  представља коефицијент који узима у обзир губитке примарног гаса при струјању од пресека 1-1 до пресека у-у (слика 32).

### Струјање секундарног гаса од улаза до пресека у-у

Притисак секундарног гаса у пресеку у-у једнак је притиску примарног гаса и дефинише се као:

$$P_{py} = P_{sy} = P_s \left(1 + \frac{\gamma_s - 1}{2} M_{sy}^2\right)^{\gamma_s/(\gamma_s - 1)} \quad (5.6)$$

Масени проток секундарног гаса при загушењу у пресеку у-у одређује се на основу израза:

$$\dot{m}_s = \frac{P_s A_{sy}}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\frac{\gamma_s}{R_s} \left(\frac{2}{\gamma_s + 1}\right)^{(\gamma_s + 1)/(\gamma_s - 1)}} \sqrt{\eta_s} \quad (5.7)$$

где  $\eta_s$  представља изентропску ефикасност секундарног гаса од пресека 2-2 до пресека у-у, док  $A_{sy} = A_3 - A_{py}$  представља површину коју заузима секундарни гас у пресеку 2-2.

Одређивањем масеног протока примарног и секундарног гаса,  $ER$  се може добити као:

$$ER = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (5.8)$$



Температура и брзине примарног и секундарног гаса у пресеку у-у одређене су посредством следећих релација:

$$\frac{T_p}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma_p - 1}{2} M_{py}^2 \quad (5.9)$$

$$\frac{T_s}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma_s - 1}{2} M_{sy}^2 \quad (5.10)$$

$$V_{py} = M_{py} \cdot \sqrt{\gamma_p R_p T_{py}} \quad (5.11)$$

$$V_{sy} = M_{sy} \cdot \sqrt{\gamma_s R_s T_{sy}} \quad (5.12)$$

### Струјање мешавине од пресека у-у до пресека 3-3

Температура и брзина мешавине гасова у пресеку m-m може се одредити посредством закона одржања супстанције и енергије као:

$$m_p \left( c_{pp} T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + m_s \left( c_{ps} T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (m_p + m_s) \cdot \left( c_{pM} T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (5.13)$$

$$\phi_m (m_p V_{py} + m_s V_{sy}) = (m_p + m_s) V_m \quad (5.14)$$

$$M_m = \frac{V_m}{\sqrt{\gamma_M R_M T_m}} \quad (5.15)$$

где  $\phi_m$  представља изентропски коефицијент губитака при струјању у комори за мешање. Гасна константа, коефицијент адијабате и специфични топлотни капацитет мешавине гасова дефинисани су као:

$$R_M = \frac{R_p + ER \cdot R_s}{1 + ER} \quad (5.16)$$

$$\gamma_m = \frac{\frac{\gamma_p}{\gamma_p - 1} + \frac{\gamma_s}{\gamma_s - 1} \frac{R_s}{R_p} \cdot ER}{\frac{1}{\gamma_p - 1} + \frac{1}{\gamma_s - 1} \frac{R_s}{R_p} \cdot ER} \quad (5.17)$$

$$c_{pM} = \frac{c_{pp} + ER \cdot c_{ps}}{1 + ER} \quad (5.18)$$

Претпоставља се да се прав ударни талас одвија између пресека 3-3 и m-m. Притисак и Махов број након правог ударног таласа одређују се као:

$$\frac{P_{M3}}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma_M}{\gamma_M + 1} (M_m^2 - 1) \quad (5.19)$$

$$M_3^2 = \frac{1 + ((\gamma_M - 1)/2)M_m^2}{\gamma_M M_m^2 - ((\gamma_M - 1)/2)} \quad (5.20)$$

### Струјање мешавине кроз дифузор

На излазу из ејектора тотални притисак дефинисан је изентропским релацијама као:

$$\frac{P_c}{P_{M3}} = \left( 1 + \frac{\gamma_M - 1}{2} M_3^2 \right)^{\gamma_M / (\gamma_M - 1)} \quad (5.21)$$

### Перформансе ејектора у режиму без загушења ејектора – модел Лија

Однос усисавања у режиму без загушења, код модела Лија, може се одредити на следећи начин:

$$ER = ER_c \cdot \frac{P_{cb} - P_c}{P_{cb} - P_{cx}} \quad (5.22)$$

где  $ER_c$  представља однос усисавања у другом критичном режиму рада ејектора;  $P_{cb}$  је излазни притисак у тренутку када престаје усисавање секундарног гаса;  $P_{cx}$  је притисак мешавине на месту када долази до загушења секундарног гаса;  $P_c$  је задати излазни притисак.

Излазни притисак у тренутку када престаје загушење одређује се пратећи моделовање перформанси у критичном радном режиму, с тим да се усваја да је однос усисавања 0. Додатно, ефикасност изражена коефицијентом  $\phi_m$  замењује се са коефицијентом  $\phi_{mb}$ . Овај коефицијент узима у обзир губитке у комори за мешање у тачки када престаје усисавање секундарног гаса.

### Перформансе ејектора у режиму без загушења ејектора – модел Чена

Модел Чена [34] претпоставља да се ефикасност перформанси рада ејектора у режиму без загушења одређује истим изразима, коришћеним у случају критичног

режима. Једина разлика је да се  $ER_c$  замењује вредношћу за коју се одређују перформансе рада ејектора. У циљу унапређења перформанси предикција модела, додатна ограничења која се тичу Махових бројева се задају:

- Ако је Махов број мешавине у пресеку m-m мањи од 1, неће доћи до појаве правог ударног таласа у комори за мешање.

### 5.1.2 Модел Соколова

Поред добро познатих модела који су засновани на анализи рада ејектора представљеним критичним режимом, у претходном поглављу дефинисан је упрошћени модел суперсоничног гасног ејектора [89]. Поред овог упрошћеног модела постоји модел који се користи за много већи опсег притисака погонског и усисаваног гаса, када се не може усвојити претпоставка о нестишљивости истих.

Модел који је анализиран у овом поглављу, поред другог критичног режима, узима у обзир постојање и трећег критичног режима. Трећи критични режим настаје када мешавина гасова у комори за мешање струји брзинама већим од критичних. Поред претпоставки 1-5 представљеним код модела Лија и Чена, модел Соклова усваја још неколико битних ограничења:

1. Утицај трења и ударних таласа приликом струјања мешавине гасова у комори за мешање изражени су коефицијентом  $f_2$ .
2. Брзина и притисак погонског гаса у пресеку 1-1 једнака је са брзином и притиском у пресеку 2-2, односно  $A_{p2} = A_{p1}$ ,  $P_{p2} = P_{p1}$  и  $A_{s2} = A_3 - A_{p2}$ .
3. Процес мешања почиње на самом улазу у комору за мешање у свим анализираним радним режимима.
4. Процес мешања на улазу у комору за мешање се не одвија при униформном притиску примарног и секундарног гаса.

Закони одржања супстанције, енергије и количин кретања могу се представити као:

$$\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \dot{m}_p \cdot (1 + ER) \quad (5.23)$$

$$\varphi_2 \cdot (\dot{m}_p \cdot V_{p2} + \dot{m}_s \cdot V_{s2}) - (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot V_3 = (p_3 - p_{p2}) \cdot A_{p2} + (p_3 - p_{s2}) \cdot A_{s2} \quad (5.24)$$

$$\dot{m}_p \cdot (c_{pp} \cdot T_p + ER \cdot c_{ps} \cdot T_s) = \dot{m}_p \cdot (1 + ER) \cdot c_{pm} \cdot T_m \quad (5.25)$$

На бази закона одржања супстанције, енергије и количине кретања у комбинацији са изентропским релацијама и једначином стања идеалног гаса, могуће је одредити притисак на излазу из ејектора на основу следећег израза:

$$\frac{P_c}{P_s} = \frac{1}{\Pi_{M3}} \left\{ \Pi_{p2} \frac{P_p}{P_s} \frac{A_{p2}}{A_3} + \Pi_{s2} \frac{A_{s2}}{A_3} + \frac{\gamma_p \Pi_{px}}{f_3} \frac{A_l}{A_3} \frac{P_p}{P_s} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 \cdot ER \cdot \frac{a_{sx}}{a_{px}} \lambda_{s2} - (1 + ER) \frac{a_{Mx}}{a_{px}} \lambda_{M3} \right] \right\} \quad (5.26)$$

Следеће гасодинамичке релације коришћене су при дефинисању претходног израза:

- Однос притисака дефинисан као количник статичког и тоталног притиска:

$$\Pi_{p2} = \frac{P_{p2}}{P_p} \quad (5.27)$$

$$\Pi_{s2} = \frac{P_{s2}}{P_s} \quad (5.28)$$

$$\Pi_{M3} = \frac{P_{M3}}{P_{Mc}} \quad (5.29)$$

$$\Pi_{px} = \frac{P_{pl}}{P_p} = \left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{\gamma_p / (\gamma_p - 1)} \quad (5.30)$$

- Брзине у условима загушења:

$$a_{sx} = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_s}{\gamma_s + 1} \cdot P_s \cdot v_s} \quad (5.31)$$

$$a_{px} = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_p + 1} \cdot P_p \cdot v_p} \quad (5.32)$$

$$a_{Mx} = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma_M}{\gamma_M + 1} \cdot P_M \cdot v_M} \quad (5.33)$$

- Однос брзина дефинисан је као количник брзине гаса у одређеном пресеку и одговарајуће брзине при условима загушења:

$$\lambda_{p2} = \sqrt{\frac{\gamma_p + 1}{\gamma_p - 1} \left( 1 - \frac{T_{p2}}{T_p} \right)} \quad (5.34)$$

$$\lambda_{s2} = \sqrt{\frac{\gamma_s + 1}{\gamma_s - 1} \left(1 - \frac{T_{s2}}{T_s}\right)} \quad (5.35)$$

$$\lambda_{M3} = \sqrt{\frac{\gamma_M + 1}{\gamma_M - 1} \left(1 - \frac{T_{M3}}{T_M}\right)} \quad (5.36)$$

- Коэффициент ефикасности:

$$K_1 = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (5.37)$$

$$K_2 = f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \quad (5.38)$$

где  $f_1$  представља коефицијент који узима у обзир губитке у дивергентном делу млазнице изазване ударним таласима и трењем;  $f_2$  је коефицијент који узима у обзир губитке изазване трењем и ударним таласима у кормори за мешање,  $f_3$  је коефицијент који узима у обзир губитке у дифузору,  $f_4$  је коефицијент који узима у обзир губитке при струјању секундарног гаса од улаза до пресека 2-2.

$ER$  у другом критичном режиму одређује се као:

$$ER = \frac{\gamma_s}{\gamma_p} \frac{\Pi_{sx}}{\Pi_{px}} \frac{P_s}{P_p} \cdot \left( \frac{A_3}{A_t} - \frac{A_{py}}{A_t} \right) \cdot \frac{a_{px}}{a_{sx}} \quad (5.39)$$

$ER$  у трећем критичном режиму одређује се као:

$$ER = \frac{\gamma_M}{\gamma_p} \frac{\Pi_{Mx}}{\Pi_{px}} \frac{P_M}{P_p} \frac{a_{px}}{a_{Mx}} \frac{A_3}{A_t} - 1 \quad (5.40)$$

## 5.2 Ефикасност компонената ејектора и перформансе предикције

За дефинисану геометрију ејектора посредством параметара  $A_t, A_{p1}, A_3$ , притисака и температура погонског, усисаваног гаса и мешавине гасова  $P_p, P_s, P_c, T_p, T_s, T_c$  и масеног протока погонског гаса  $\dot{m}_p$ , може се одредити  $ER$  однос. Међутим, утицај ефикасности компоненти на перформансе предикције аналитичких модела је велики.

Различити аналитички модели суперсоничних гасних ејектора имају различиту форму дефинисања ефикасности ејекторских компонената, иако исте имају сличну физичку интерпретацију. У радовима [44, 105] представљене су различите методологије за одређивање ефикасности компонената. У најопштијем случају ефикасности компонената ејектора представљају се корелацијама које зависе од односа

попречног пресека ( $Ar$ ) и односа притисака ( $Pr$ ). Однос притисака и површине попречних пресека су дефинисане као:

$$Pr = \frac{P_M - P_s}{P_p - P_s} \quad (5.41)$$

$$Ar = \frac{A_3}{A_7} \quad (5.42)$$

Један начин евалуације ефикасности компонената ејектора је посредством оптимизације. Циљ је наћи тежине корелација ефикасности компоненти тако да разлика између аналитички одређених и експерименталних вредности  $ER$  буду минималне. Функција циља у овом случају се може дефинисати као сума апсолутних релативних грешака:

$$\min_{\omega} f_{obj} = \min_{\omega} \sum_{i=1}^{N_{exp}} \frac{|ER_{calc,i} - ER_{exp,i}|}{ER_{exp,i}} \cdot 100\% \quad (5.43)$$

$$\omega = \arg \min_{\omega} \sum_{i=1}^{N_{exp}} \frac{|ER_{calc,i} - ER_{exp,i}|}{ER_{exp,i}} \cdot 100\% \quad (5.44)$$

где  $\omega$  представља вектор тежина у корелацијама.

Одређивање првих извода функције циља по тежинама корелација није могућа због коришћења нумеричких процедура у аналитичким моделима суперсоничног гасног ејектора. Поред тога, оптимизациони проблем није конвексан, па се за решавање истог користи оптимизациона процедура заснована на алгоритму мравојед.

### 5.2.1 Алгоритам мравојед за оптимизацију са једном функцијом циља

Као што је напоменуто у поглављу 4, алгоритам мравојед представља метахеуристику за оптимизацију. Алгоритам је први пут представљен у [106]. У циљу анализе ефикасности компонената ејектора, у овом поглављу коришћен је алгоритам мравојед за оптимизацију са једном функцијом циља. У поређењу са вишекритеријумском оптимизацијом, основна разлика је што циљ овог алгоритма није у добијању Парето фронта оптималних решења, већ јединственог оптималног решења. Све особине алгоритма мравојед за оптимизацију са једном функцијом циља у потпуности одговарају истом коришћеном код вишекритеријумске оптимизације.

## 5.2.2 Корелације

Два типа корелације су коришћена. У првом случају корелација има облик представљен као:

$$Cef = [1 \ Pr \ Ar^{-1} \ Pr/Ar] \omega \quad (5.45)$$

Овај облик корелације ефикасности компоненти захтева постављање додатног физичког ограничења, представљеног следећим изразом.

$$0 \leq Cef \leq 1 \quad (5.46)$$

У случају када мраве не задовољава наведено ограничење, имајући у виду да метахеуритиска тражи минимум функције циља, аутоматски вредност функције циља истог постаје бесконачна, тако да је исти избачен из оптимизационе процедуре. Понављајући експеримент, примећено је да само мали број мрва задовољава вредност задате ограничењем, па је процедура исте олакшана нормализацијом тежина корелације у следећим границама:

$$0 \leq \omega \leq 1 \quad (5.47)$$

У другом случају, постављена корелација заснива се на коришћењу сигмоидне функције са линеарном потфункцијом. На овај начин није потребно уводити додатна ограничења која се тичу тежина, имајући у виду да се сигмоидна функција увек креће у границама од 0 до 1.

$$Cef = \sigma([1 \ Pr \ Ar^{-1} \ Pr/Ar] \omega) = \frac{1}{1 + \exp^{-([1 \ Pr \ Ar^{-1} \ Pr/Ar] \omega)}} \quad (5.48)$$

Оба типа корелације су коришћена у сваком од представљених модела, стога је укупно евалуирано шест различитих модела:

- Модел Лија
- Модел Лија са сигмоидном функцијом (скраћено Ли – сиг)
- Модел Чена
- Модел Чена са сигмоидном функцијом (скраћено Чен – сиг)
- Модел Соколова
- Модел Соколова са сигмоидном функцијом (скраћено Соколов – сиг)

### 5.2.3 Ефикасност компоненти ејектора при коришћењу природног гаса као примарног флуида

Представљена процедура за одређивање ефикасности компонената ејектора је поновљена 6 пута у циљу валидације резултата. У свим сценаријима, добијене вредности тежина корелација су биле сличне. У сваком оптимизационом сценарију генерисано је 150 мрава, а критеријум заустављања оптимизационог алгорита је максимални број итерација који је 350. Остали параметри оптимизације усвојени су у складу са параметрима представљеним у [106]. Најважније геометријске карактеристике коришћеног ејектора приказане су на слици 20. Еквивалентни пречник критичног пресека дефинисан је као:

$$d_{t,eq} = \sqrt{\frac{(A_{cyl} - A_{spindle}) \cdot 4}{\pi}} \quad (5.49)$$

где је  $A_{cyl}$  површина попречног пресека цилиндра, док  $A_{spindle}$  представља површину попречног пресека шилка на критичном пресеку.

Експерименталне вредности термодинамичких стања погонског и усисаваног гаса, заједно са карактеристичним димензијама ејектора које се мењају, приказане су у табели 17, док су у табели 18 представљени масени протоци и  $ER$  заједно са несигурностима.

**Табела 17** Термодинамичка стања придног гаса, отпадног гаса и излазне мешавине заједно са вредностима пречника грла млазнице и излазног пречника

Број	$T_p$ [K]	$P_p$ [Pa]	$T_s$ [K]	$P_s$ [Pa]	$P_c$ [Pa]	$d_{t,eq}$ [mm]	$d_{pl}$ [mm]
1	293,15	251325	313,15	106325	131325	17,8	18,1
2	293,15	251325	313,15	106325	131325	18,2	18,5
3	293,15	251325	313,15	106325	131325	18,4	18,7
4	293,15	251325	313,15	106325	131325	18,8	19,2
5	293,15	251325	313,15	106325	131325	19,2	19,5
6	293,15	251325	313,15	106325	131325	19,4	19,8
7	293,15	251325	313,15	106325	141325	19,8	20,2
8	293,15	251325	313,15	106325	124025	19,1	19,5
9	293,15	251325	313,15	106325	125325	18,8	19,1
10	293,15	251325	313,15	106325	127325	18,6	19,0
11	293,15	251325	313,15	106325	129725	18,0	18,4
12	293,15	251325	313,15	106325	130825	18,0	18,3



**Табела 18** Измерене вредности масених протока природног и отпадног гаса заједно са

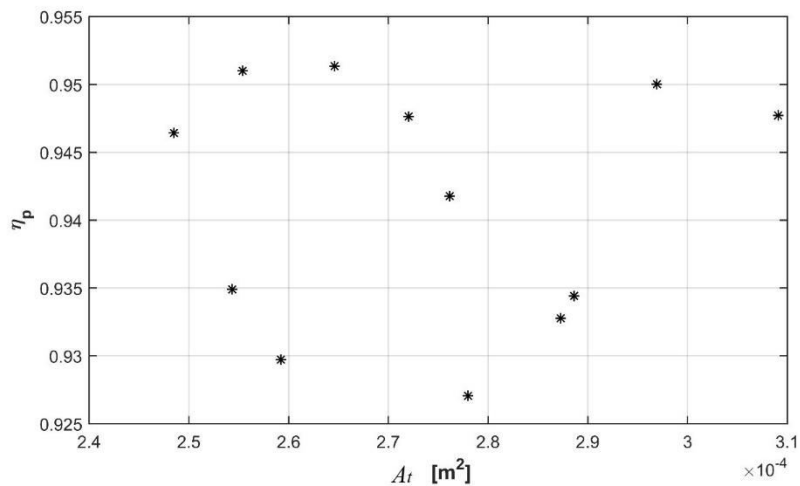
*ER*

Број	$\dot{m}_p$ [kg/s]	$\dot{m}_s$ [kg/s]	<i>ER</i>
1	0,10650±0,00107	0,06250±0,00063	0,58685±0,01058
2	0,11010±0,00110	0,06940±0,00069	0,63033±0,01076
3	0,11370±0,00114	0,07500±0,00075	0,65963±0,01091
4	0,11790±0,00118	0,08190±0,00082	0,69465±0,01110
5	0,12290±0,00123	0,08750±0,00088	0,71196±0,01121
6	0,12750±0,00128	0,09440±0,00094	0,74039±0,01140
7	0,13256±0,00133	0,04583±0,00046	0,34577±0,01007
8	0,12222±0,00122	0,10756±0,00108	0,88000±0,01265
9	0,11806±0,00118	0,11108±0,00111	0,94094±0,01336
10	0,11667±0,00117	0,11392±0,00114	0,97643±0,01382
11	0,10972±0,00110	0,11892±0,00119	1,08380±0,01543
12	0,10833±0,00108	0,12258±0,00123	1,13154±0,01625

С обзиром на то да је масени проток погонског гаса директно измерен, ефикасност компоненте  $\eta_p$  одређена је као:

$$\eta_p = \frac{\dot{m}_p^2}{\frac{P_p^2 A_t^2}{T_p} \frac{\gamma_p}{R_p (\gamma_p + 1)} \left( \frac{2}{\gamma_p + 1} \right)^{(\gamma_p + 1)/(\gamma_p - 1)}} \quad (5.50)$$

Имајући у виду мале варијације ефикасности  $\eta_p$  приказане на слици 34, иста је усвојена као константа  $\eta_p = 0,94$ .



**Слика 34** Израчунате вредности  $\eta_p$  у случају коришћења природног гаса као погноског флуида

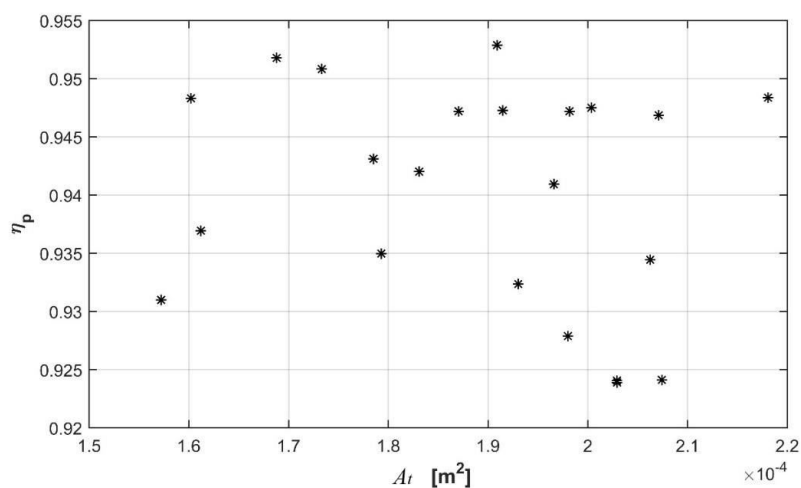
Резултати оптимизацијом добијених тежина корелација, у случају ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу природног гаса као примарног флуида, приказани су у табели 19. Представљене тежине корелација валидиране су у следећим опсезима:  $0,122 \leq Pr \leq 0,241$  и  $4,27 \leq Ar \leq 5,3$ .

**Табела 19** Тежински фактори корелационих функција при коришћењу природног гаса

Сим.	Ли	Ли - сиг	Сим.	Чен	Чен - сиг	Сим.	Соколов	Соколов - сиг
$\omega_{1-\eta_s}$	-0,027	4,825	$\omega_{1-\eta_s}$	0,066	-2,618	$\omega_{1-\varphi_1}$	0,948	15,368
$\omega_{2-\eta_s}$	0,185	-19,999	$\omega_{2-\eta_s}$	0,553	-18,241	$\omega_{2-\varphi_1}$	0,007	-10,129
$\omega_{3-\eta_s}$	0,907	-7,951	$\omega_{3-\eta_s}$	0,198	16,508	$\omega_{3-\varphi_1}$	0,142	7,649
$\omega_{4-\eta_s}$	0,437	14,676	$\omega_{4-\eta_s}$	-0,316	-9,010	$\omega_{4-\varphi_1}$	0,167	9,810
$\omega_{1-\phi_p}$	0,374	6,509	$\omega_{1-\phi_p}$	-0,108	14,458	$\omega_{1-\varphi_2}$	0,893	17,735
$\omega_{2-\phi_p}$	-0,477	-7,821	$\omega_{2-\phi_p}$	0,932	8,455	$\omega_{2-\varphi_2}$	0,554	2,732
$\omega_{3-\phi_p}$	-0,164	7,761	$\omega_{3-\phi_p}$	0,503	-0,623	$\omega_{3-\varphi_2}$	-0,138	2,377
$\omega_{4-\phi_p}$	-0,406	16,211	$\omega_{4-\phi_p}$	0,163	19,707	$\omega_{4-\varphi_2}$	0,019	-14,729
$\omega_{1-\phi_m}$	0,182	-11,319	$\omega_{1-\phi_m}$	0,524	9,385	$\omega_{1-\varphi_3}$	0,800	-1,104
$\omega_{2-\phi_m}$	0,143	11,892	$\omega_{2-\phi_m}$	0,315	-10,043	$\omega_{2-\varphi_3}$	0,265	8,106
$\omega_{3-\phi_m}$	0,218	-10,057	$\omega_{3-\phi_m}$	0,761	1,338	$\omega_{3-\varphi_3}$	-0,317	5,624
$\omega_{4-\phi_m}$	-0,003	10,472	$\omega_{4-\phi_m}$	-0,324	-6,358	$\omega_{4-\varphi_3}$	-0,121	-18,473
$\omega_{1-\phi_{mb}}$	0,474	-1,319	-	-	-	$\omega_{1-\varphi_4}$	0,525	5,897
$\omega_{2-\phi_{mb}}$	0,972	-4,083	-	-	-	$\omega_{2-\varphi_4}$	0,238	6,858
$\omega_{3-\phi_{mb}}$	-0,802	12,827	-	-	-	$\omega_{3-\varphi_4}$	0,293	14,106
$\omega_{4-\phi_{mb}}$	0,041	5,853	-	-	-	$\omega_{4-\varphi_4}$	0,130	-8,153

#### 5.2.4 Ефикасност компоненти ејектора при коришћењу R2 гаса као примарног флуида

Оптимизациона процедура је примењена на начин који је описан у претходном поглављу. Пречник коморе за мешање код анализираног ејектора је 29,5 mm. На бази резултата мерења усвојена је константна вредност за ефикасност  $\eta_p = 0,94$ . Промена вредности  $\eta_p$ , евалуирана за резултате мерења, приказана је на слици 35. Укупно су извршена 22 мерења за различите вредности излазног притиска и позиције шилка. Термодинамичка стања гасова заједно са карактеристичним димензијама ејектора приказана су у табели 20, док је масени проток и  $ER$  са несигурностима мерења приказан у табели 21.



**Слика 35** Израчунате вредности  $\eta_p$  у случају коришћења R2 гаса као погноског флуида

**Табела 20** Термодинамичка стања природног гаса, отпадног гаса и излазне мешавине заједно са вредностима пречника грла млазнице и излазног пречника

Број	$T_p$ [K]	$P_p$ [Pa]	$T_s$ [K]	$P_s$ [Pa]	$P_c$ [Pa]	$d_{t,eq}$ [mm]	$d_{pl}$ [mm]
1	313,15	251325	331,24	106325	131625	16,7	17,2
2	313,15	251325	333,66	102725	130225	16,3	16,8
3	313,15	251325	334,11	103225	130825	16,2	16,8
4	313,15	251325	332,68	102925	130325	16,2	16,7
5	313,15	251325	325,41	105825	130325	16,1	16,6
6	313,15	251325	325,05	106125	130825	16,1	16,6
7	313,15	251325	321,83	105125	131325	16,0	16,5
8	313,15	251325	326,00	106025	130225	15,9	16,4
9	313,15	251325	329,90	104525	130425	15,9	16,4
10	313,15	251325	328,88	105425	130325	15,8	16,3
11	313,15	251325	331,55	107325	139325	15,7	16,2
12	313,15	251325	326,04	107525	131325	15,6	16,1
13	313,15	251325	331,67	107425	141125	15,6	16,1
14	313,15	251325	319,91	105625	131425	15,4	15,9
15	313,15	251325	338,01	106625	131025	15,3	15,8
16	313,15	251325	316,20	104425	131625	15,1	15,6
17	313,15	251325	313,15	105825	131325	15,1	15,6
18	313,15	251325	321,80	106425	132125	14,9	15,3
19	313,15	251325	334,47	106325	131525	14,7	15,1
20	313,15	251325	342,00	107425	132225	14,3	14,8
21	313,15	251325	339,90	106325	131825	14,3	14,7
22	313,15	251325	343,59	107325	132125	14,2	14,6

**Табела 21** Измерене вредности масених протока R2 и отпадног гаса заједно са ER

Број	$\dot{m}_p$ [kg/s]	$\dot{m}_s$ [kg/s]	ER
1	0,15637±0,00156	0,07322±0,00073	0,46824±0,01024
2	0,14680±0,00147	0,05725±0,00057	0,39003±0,01012
3	0,14840±0,00148	0,05615±0,00056	0,37842±0,01010
4	0,14680±0,00147	0,06143±0,00061	0,41847±0,01015
5	0,14361±0,00144	0,06560±0,00066	0,45684±0,01022
6	0,14361±0,00144	0,06859±0,00069	0,47761±0,01026
7	0,14361±0,00144	0,07157±0,00072	0,49837±0,01030
8	0,14201±0,00142	0,08529±0,00085	0,60057±0,01063
9	0,14042±0,00140	0,07395±0,00074	0,52669±0,01038
10	0,14042±0,00140	0,08171±0,00082	0,58191±0,01056
11	0,13723±0,00137	0,06262±0,00063	0,45636±0,01021
12	0,13723±0,00137	0,11271±0,00113	0,82134±0,01206
13	0,13723±0,00137	0,06203±0,00062	0,45201±0,01021
14	0,13403±0,00134	0,05308±0,00053	0,39603±0,01012
15	0,13084±0,00131	0,07003±0,00070	0,53521±0,01040
16	0,12765±0,00128	0,05875±0,00059	0,46022±0,01022
17	0,12765±0,00128	0,06024±0,00060	0,47190±0,01024
18	0,12446±0,00124	0,06232±0,00062	0,50077±0,01031
19	0,12127±0,00121	0,06871±0,00069	0,56657±0,01050
20	0,11489±0,00115	0,06680±0,00067	0,58144±0,01056
21	0,11489±0,00115	0,06471±0,00065	0,56327±0,01049
22	0,11169±0,00112	0,06859±0,00069	0,61407±0,01069

Резултати оптимизацијом добијених тежина корелација, у случају ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу R2 гаса као примарног флуида, приказани су у табели 22. Представљене тежине корелација валидиране су у следећим опсезима:  $0,165 \leq Pr \leq 0,234$  и  $3,13 \leq Ar \leq 4,34$ .

**Табела 22** Тежински фактори корелационих функција при коришћењу R2 гаса

Сим.	Ли	Ли - сиг	Сим.	Чен	Чен - сиг	Сим.	Соколов	Соколов - сиг
$\omega_{1-\eta_s}$	0,848	-2,457	$\omega_{1-\eta_s}$	0,472	-1,729	$\omega_{1-\varphi_1}$	0,995	3,076
$\omega_{2-\eta_s}$	-0,796	-4,688	$\omega_{2-\eta_s}$	0,901	-3,138	$\omega_{2-\varphi_1}$	0,631	9,874
$\omega_{3-\eta_s}$	-0,141	15,383	$\omega_{3-\eta_s}$	-0,112	1,100	$\omega_{3-\varphi_1}$	-0,525	-12,638
$\omega_{4-\eta_s}$	-0,081	-3,966	$\omega_{4-\eta_s}$	-0,230	-2,927	$\omega_{4-\varphi_1}$	-0,775	8,446
$\omega_{1-\phi_p}$	0,297	69,481	$\omega_{1-\phi_p}$	0,967	-10,158	$\omega_{1-\varphi_2}$	0,905	14,338
$\omega_{2-\phi_p}$	-0,476	0,243	$\omega_{2-\phi_p}$	0,480	-6,344	$\omega_{2-\varphi_2}$	0,825	-2,567
$\omega_{3-\phi_p}$	0,726	-8,591	$\omega_{3-\phi_p}$	-0,554	-25,623	$\omega_{3-\varphi_2}$	-0,468	-2,941
$\omega_{4-\phi_p}$	0,932	25,879	$\omega_{4-\phi_p}$	0,200	-68,598	$\omega_{4-\varphi_2}$	0,004	10,609
$\omega_{1-\phi_m}$	0,639	-38,473	$\omega_{1-\phi_m}$	0,717	83,005	$\omega_{1-\varphi_3}$	0,941	15,511
$\omega_{2-\phi_m}$	0,705	-57,116	$\omega_{2-\phi_m}$	0,967	17,243	$\omega_{2-\varphi_3}$	-0,278	7,588
$\omega_{3-\phi_m}$	-0,276	-49,012	$\omega_{3-\phi_m}$	-0,457	-29,131	$\omega_{3-\varphi_3}$	0,011	-7,890
$\omega_{4-\phi_m}$	-0,252	-63,864	$\omega_{4-\phi_m}$	-0,275	9,174	$\omega_{4-\varphi_3}$	-0,279	9,374
$\omega_{1-\phi_{mb}}$	0,619	18,612	-	-	-	$\omega_{1-\varphi_4}$	0,584	-9,637
$\omega_{2-\phi_{mb}}$	-0,413	16,292	-	-	-	$\omega_{2-\varphi_4}$	0,568	5,187
$\omega_{3-\phi_{mb}}$	-0,490	55,123	-	-	-	$\omega_{3-\varphi_4}$	0,455	1,695
$\omega_{4-\phi_{mb}}$	0,784	15,284	-	-	-	$\omega_{4-\varphi_4}$	-0,966	7,808

### 5.3 Мешавина експерата

Мешавина експерата представља алгоритам машинског учења који је први пут представљен у раду [107]. Постоје бројне адаптације и технике овог модела које су развијене за различите намене [108, 109]. Мешавина експерата представља технику надгледаног учења где се већи број модела (експерата) учи да подели простор претраге у регије где ће сваки од њих бити доминантан, односно имати боље перформансе предикције од осталих. Архитектура овог алгоритма састоји се у скупу експерата који комбиновани са функцијама капије чине основу модела. Функцијама капије изражавају се условне вероватноће којим се дефинише доминантност модела у одређеном региону. Условна вероватноћа 1 за датог експерта и регију, означава да се перформансе предикције у тој регији заснивају на коришћењу резултата које само тај експерт даје.

У овој дисертацији модели за предикцију  $ER$  су представљени као условна вероватноћа која има облик нормалне расподеле, следеће форме:

$$p(ER | x, k) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma_k^2}} \exp \left( -\frac{(ER - ER_{calc.k}(x))^2}{2 \cdot \sigma_k^2} \right), \quad k = 1, 2, \dots, 6 \quad (5.51)$$

где  $k$  представља редни број модела,  $\sigma^2$  је варијанса расподеле  $ER$ ,  $x$  је вектор почетних услова аналитичких модела,  $ER_k(x)$  је однос усисавања израчунат аналитичким моделом  $k$ .

Модел мешавине експерата има за циљ да из података истовремено научи и ефикасности компонената ејектора за различите аналитичке моделе заједно са параметрима функције капије. Међутим, услед високих рачунских трошкова, ефикасност компонената ејектора добијена у претходном делу је усвојена да буде константна, док су учене само вредности параметара функције капије.

Функција капије представљена је „*softmax*” функцијом са линеарним функционалним зависностима унутар експонента. Функција капије зависи само од односа  $Ar$  и  $Pr$ , и представља се као:

$$p(k | Ar, Pr, \theta_k) = \frac{\exp\left(\left[1 \quad Pr \quad Ar^{-1} \quad \frac{Pr}{Ar}\right] \theta_k\right)}{\sum_{i=1}^6 \exp\left(\left[1 \quad Pr \quad Ar^{-1} \quad \frac{Pr}{Ar}\right] \theta_i\right)} \quad (5.52)$$

где  $\theta_k$  представља вектор параметара за експерта  $k$  који се учи. Функција капије има следеће ограничење:

$$\sum_{k=1}^6 p(k | Ar, Pr, \theta_k) = 1 \quad (5.53)$$

Комбиновани модел представљен репрезентацијом алгоритма мешавине експерата, представља вероватноћу  $ER$  односа за задате почетне услове.

$$p(ER | x) = \sum_{k=1}^6 p(k | Ar, Pr, \theta_k) \cdot p(ER | x, k) = \sum_{k=1}^6 p(k, ER | x, \theta_k) \quad (5.54)$$

Очекивана вредност  $ER$  односа дефинише се као:

$$E[ER | x] = \sum_{k=1}^6 p(k | Ar, Pr, \theta_k) \cdot ER_k \quad (5.55)$$

Параметри функције капије евалуирани су алгоритмом минимизације очекивања (енг. „*Expectation minimization*”, скраћено EM). Итеративни метод најмањих квадрата (енг. „*Iterative Reweighted Least Squares*”, скраћено IRLS) коришћен је при учењу параметара функције капије. У случају ејектора са природним гасом за учење параметара је коришћено 12 измерених вредности, док су у случају ејектора са R2 гасом коришћене 22 измерене вредности. Сви детаљи процедуре учења заједно са псеудокодом представљеног алгоритма могу се наћи у [110].

## 5.4 Резултати и дискусија

Поређење резултата добијених применом шест различитих аналитичких модела, након евалуације ефикасности компонената ејектора приказано је у табелама 23 и 24. Модели су поређени посредством *MAE* и *CO*. Може се приметити да модел Соколова са сигмоидном функцијом ефикасности компонентни ејектора има најнижу суму апсолутних релативних грешака, у случају коришћења природног гаса као погонског флуида. За разлику од наведеног, оба модела Соколова (Соколов и Соколов-сиг) имају лоше резултате при коришћењу R2 гаса као погонског флуида. Соколов модел са сигмоидном функцијом има мање *CO* у поређењу са моделом Чена код ејектора са природним гасом, зато се и не може тврдити да је исти значајно бољи од модела Чена. Слично се може закључити и за модел Лија, иако резултати добијени моделом Лија са сигмоидним обликом функције ефикасности компоненти немају значајно боље резултате у односу на модел Соколова када се користи R2 гас као примарни флуид.

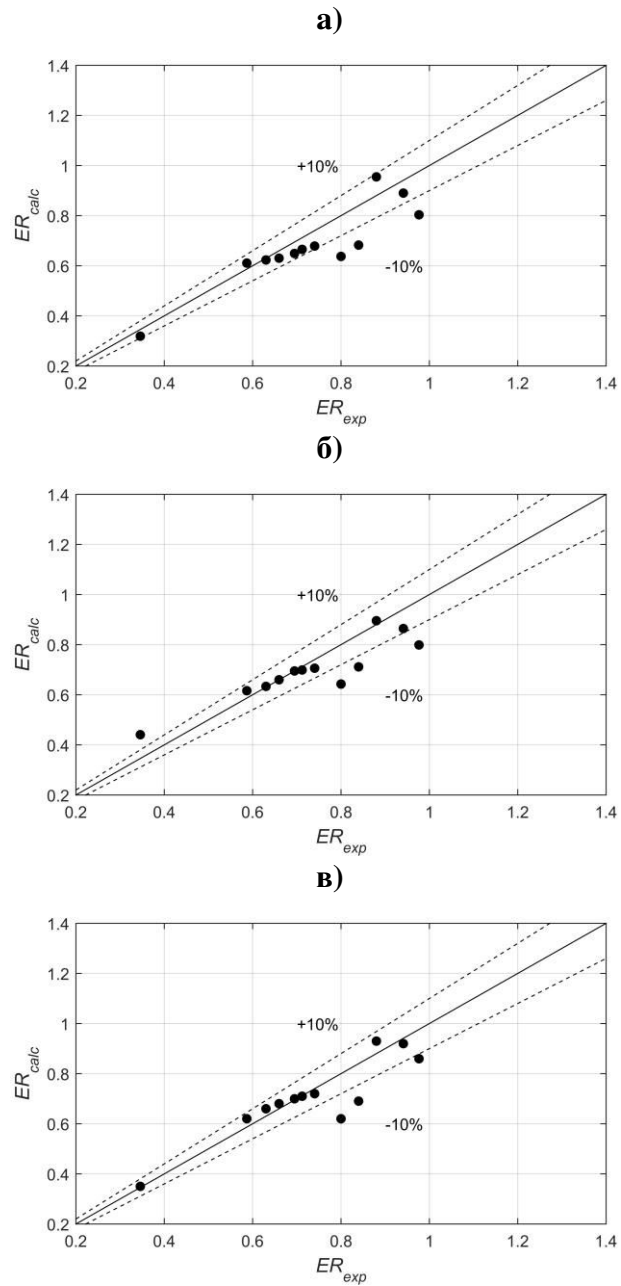
**Табела 23** Поређење перформанси аналитичких модела за случај коришћења природног гаса као погонског флуида

	Ли	Ли - сиг	Чен	Чен - сиг	Соколов	Соколов - сиг
<i>MAE</i>	109%	111%	103%	99%	79%	77%
<i>CO</i>	0,68	0,71	0,49	0,76	0,73	0,68

**Табела 24** Поређење перформанси аналитичких модела за случај коришћења R2 гаса као погонског флуида

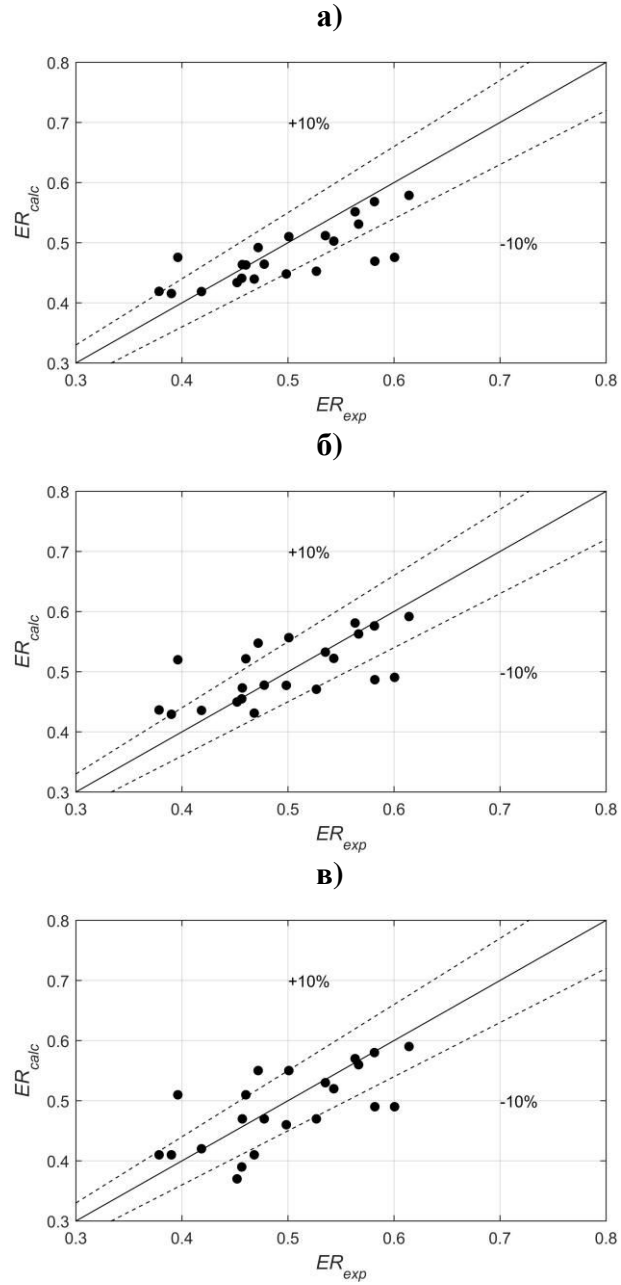
	Ли	Ли - сиг	Чен	Чен - сиг	Соколов	Соколов - сиг
<i>MAE</i>	155%	190%	176%	176%	194%	193%
<i>CO</i>	0,63	0,55	0,38	0,39	0,58	0,36

Корелациона поља Лијевог, Ченовог и Соколовог модела добијених након одређивања ефикасности компонената ејектора, са границама несигурности од  $\pm 10\%$ , приказана су на сликама 36 и 37. Максималне релативне грешке *ER* односа у случају коришћења ејектора са природним гасом као погонским флуидом су:  $-20\%$  (Лијев модел),  $-20\%$  (Ченов модел),  $-23\%$  (Соколов модел). У случају коришћења R2 гаса, *ER* релативне грешке *ER* односа су:  $21\%$  (Лијев модел),  $31\%$  (Ченов модел),  $29\%$  (Соколов модел).



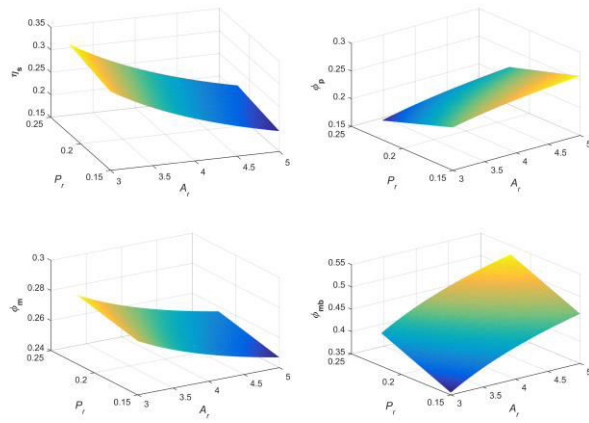
**Слика 36** Корелациона поља резултата добијена аналитичким моделима Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу природног гаса као примарног флуида



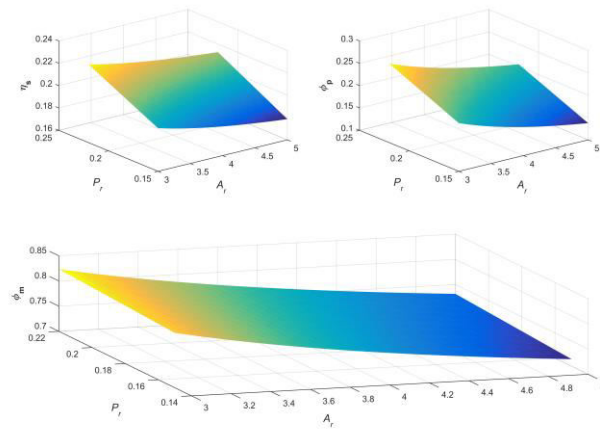


**Слика 37** Корелациона поља добијена аналитичким моделима Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу R2 гаса као примарног флуида

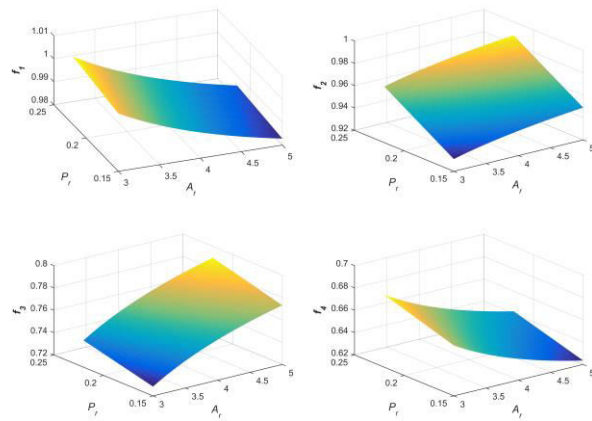
**а)**



**б)**

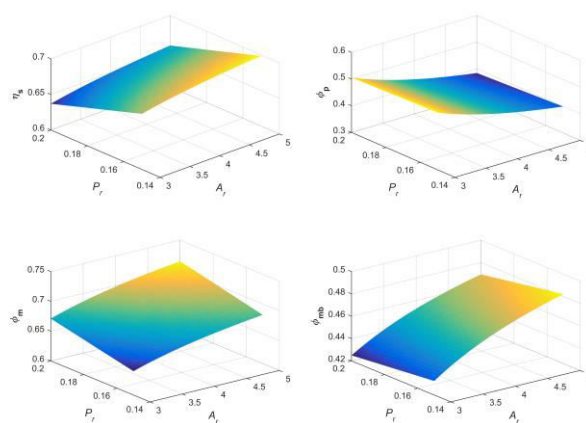


**в)**

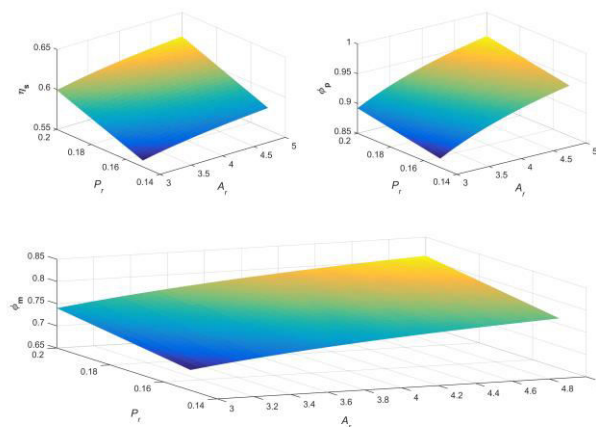


**Слика 38** Промене ефикасности компонената ејектора код модела Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу природног гаса као примарног флуида

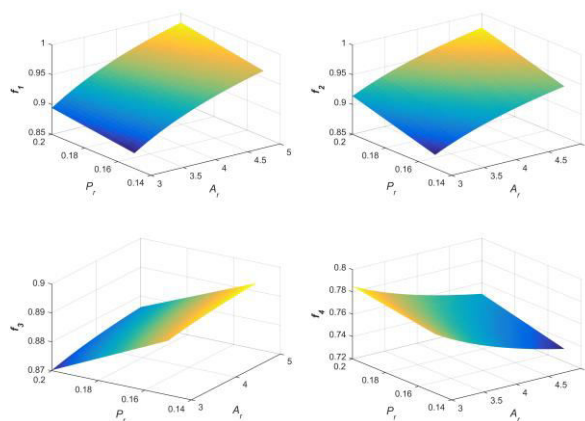
a)



b)



в)



Слика 39 Промене ефикасности компонента ејектора код модела Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу R2 гаса као примарног флуида

Анализа сензитивности добијених вредности корелација ефикасности компонената ејектора, приказана је у форми мапа ефикасности у функцији  $Ar$  и  $Pr$  на сликама 38 и 39 за случај ејектора са природним и R2 гасом као погонским флуидом. У случају ејектора са природним гасом као погонским флуидом следећи опсеги координата при анализи сензитивности су коришћени:  $3,5 \leq Ar \leq 5,5$  и  $0,12 \leq Pr \leq 0,25$ , док је у случају R2 гаса коришћен опсег:  $3 \leq Ar \leq 5$  и  $0,15 \leq Pr \leq 0,25$ . Мапа ефикасности компонената ејектора представљена је за модел Лија, Чена и Соколова. Може се приметити да су ефикасности мало осетљиве на промене координата  $Ar$  и  $Pr$  у широком опсегу вредности истих. Ефикасности компонената не зависе само од режима рада, већ и од геометрије ејектора. За различите моделе добијене су и различите вредности ефикасности компонената. У случају ејектора са природним гасом као примарним флуидом, ефикасност  $\eta_s$  има ниже вредности за модел Лија у поређењу са моделом Чена, док има сличне вредности у оба модела али нагиб корелационих функција истог је различит. Примећује се да ефикасности компонената у свим аналитичким моделима нису превише осетљиве на геометрију ејектора, представљену  $Ar$  осом. У моделу Соколова најробуснији коефицијенти су  $f_1$  (ејектор са природним гасом) и  $f_4$  (ејектора са R2 гасом), док су најосетљивији коефицијенти  $f_3$  (ејектор са природним гасом) и  $f_1, f_2$  (ејектор са R2 гасом). Поред тога, види се да су највећи дисипативни ефекти последица струјања секундарног гаса у преткомори и мешавине гасова у дифузору. Главни разлог за дисипацију енергије у преткомори су високи губици услед трења, настали при струјању гаса преко шиљка млазнице. Дисипација енергије у комори за мешање је последица косих и правих ударних таласа. Додатно се закључује да позиција шиљка такође игра битну улогу у паду тоталног притиска гасова. Иако је конструкција млазнице са променљивим попречним пресеком формирана у циљу одржања константног односа критичне и излазне површине попречног пресека, губици погонског гаса у преткомори нису константни. Слична запажања се могу видети у случају примене модела Лија и Чена где  $\eta_s$  има ниске вредности. Промена овог коефицијента са позицијом шиљка је значајна и не сме се занемарити.

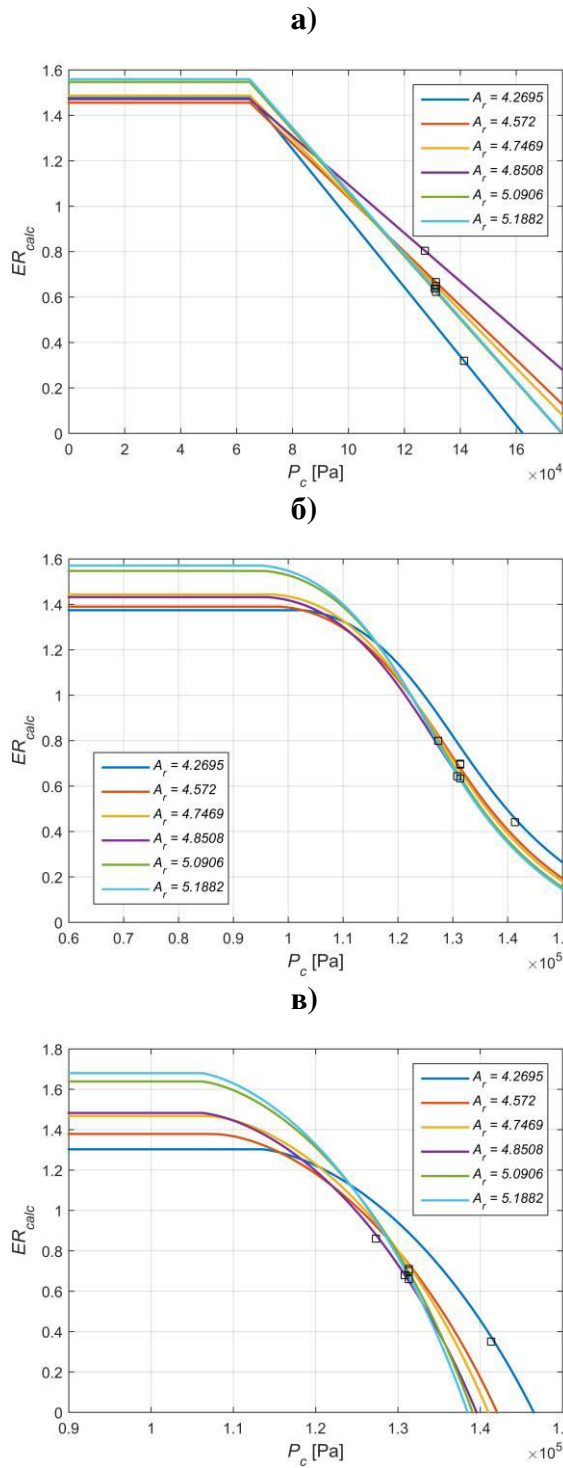
Ефикасности компонената се разликују у односу на саставе примарног и секундарног гаса, стога су исте евалуиране посебно за случај када се користи природни гас и R2 гас као погонски флуид. Дисипативни ефекти изазвани при струјању погонског гаса од излаза из млазнице до почетка коморе за мешање се значајно

разликују за R2 и погонски гас. Ефикасност компоненте  $\phi_p$ , евалуирана у моделу Чена, неколико пута је већа код ејектора са R2 гасом у поређењу са ејектором који користи природни гас. Анализа сензитивности ефикасности компоненте  $\eta_p$  добијена је варирањем истих у границама на сликама 34 и 35. Посредством ове анализе евалуиране су вредности стандардне девијације  $ER$  добијене различитим вредностима  $\eta_p$ . Очекивана вредност и модус расподеле стандардне девијације  $ER$  односа приказане су у табели 25. Јасно је да су овако добијене стандардне девијације мале у поређењу са вредностима  $ER$  односа, стога је оправдано претпоставити да је вредност  $\eta_p$  константна.

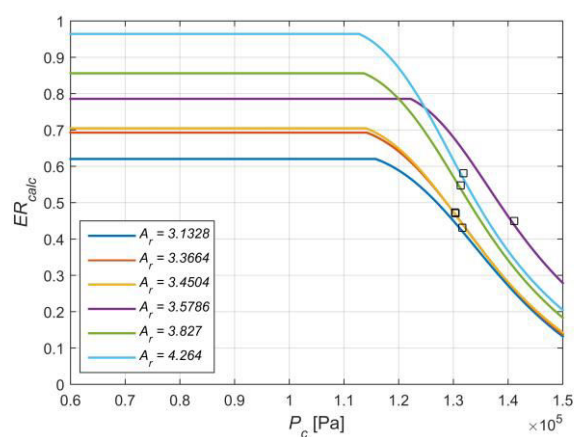
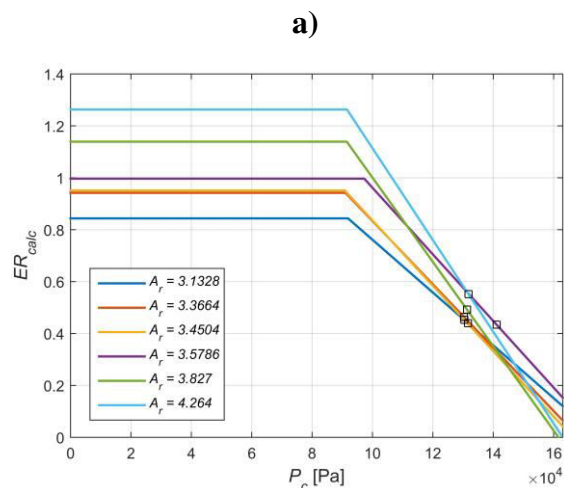
**Табела 25** Очекивана вредност и модус расподеле стандардне девијације  $\eta_p$

	Ли - R2 гас	Чен - R2 гас	Ли – природни гас	Чен – природни гас
Очекивана вредност	0,004149	0,003108	0,003467	0,003907
Модус	0,005084	0,006352	0,004845	0,009519

Криве рада ејектора добијених аналитичким моделима Лија, Чена и Соколова су приказане на сликама 40 и 41.

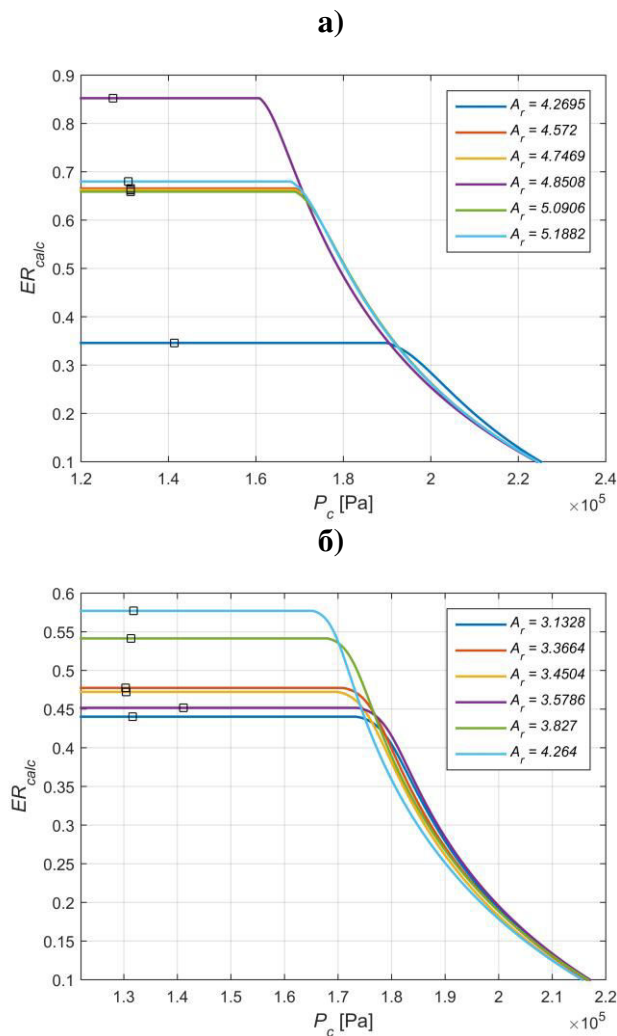


**Слика 40** Криве рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу природног гаса као погонског флуида, евалуиране моделом Лија (а), Чена (б) и Соколова (в)



**Слика 41** Криве рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу R2 гаса као погонског флуида, евалуиране моделом Лија (а), Чена (б) и Соколова (в)

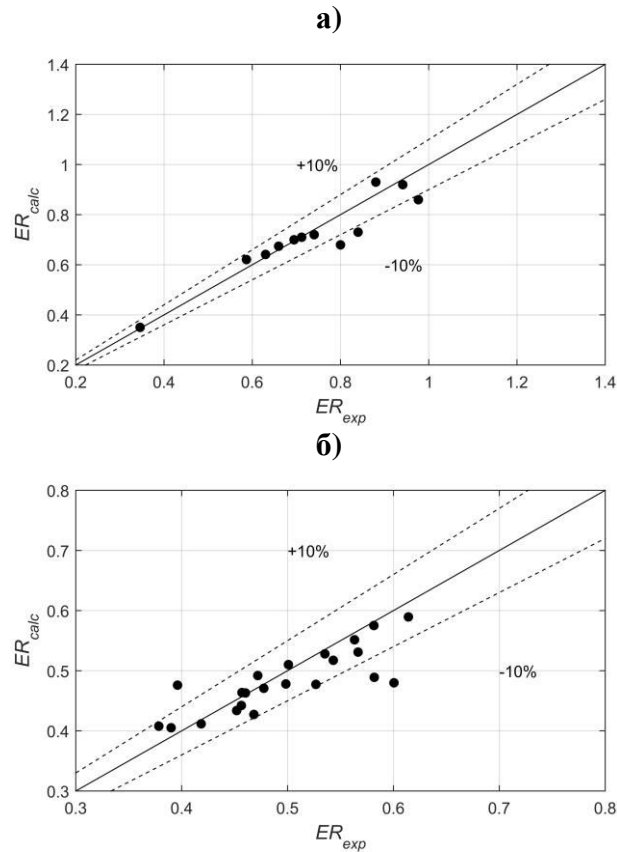
Израчунате вредности  $ER$  односа, одређене аналитичким моделима за вредности добијене мерењима, приказане су црним квадратима на радним кривама ејектора. Радне криве ејектора са природним гасом и R2 гасом одговарају докритичним режимима, који су потврђени применом нумеричке анализе ејектора. За разлику од тога, применом модела Чена са сигмоидним функцијом ефикасности компоненти ејектора, показује се да ејектор у извршеним експериментима ради у критичним режимима. Стога је битно нагласити да оптимизација ефикасности компоненти омогућава да се перформансе предикције модела побољшају. Ипак, иста не гарантује да ће ејектор радити у стварном радном режиму. Радне криве модела Чен – сиг приказане су на слици 42.



**Слика 42** Криве рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу природног гаса (а) и R2 гаса (б) као погонских флуида добијене моделом Чена – сиг



Упркос сличним вредностима релативних грешака  $ER$ , радне криве аналитичких модела имају различити облик у режимима без загушења. Осим тога, исте имају и различите вредности критичних притисака и притисака када долази до престанка рада ејектора. На сликама 41 и 42 види се да радне криве у зонама рада без загушења могу да буду конвексне (модел Чена), линеарне (модел Лија) и конкавне (модел Соколова).

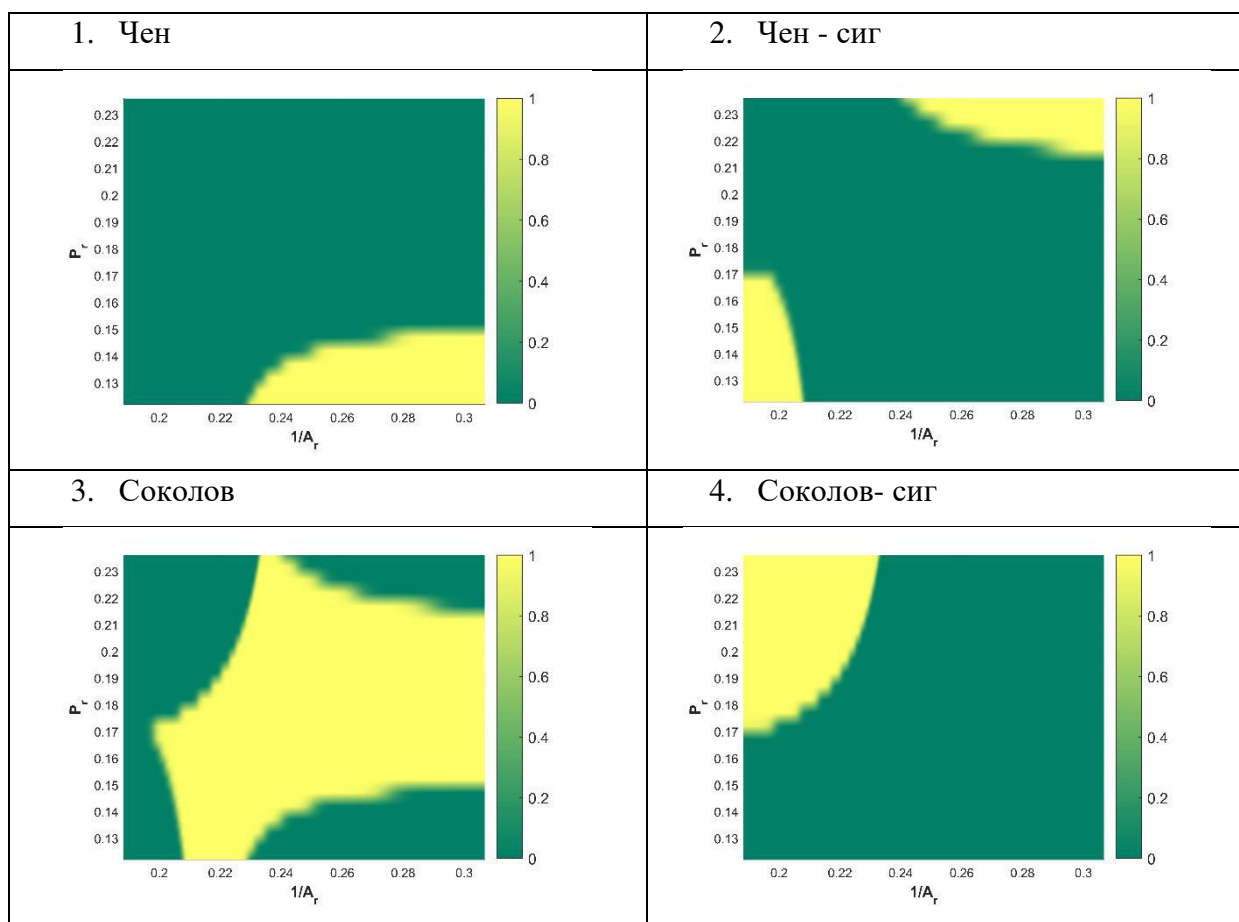


**Слика 43** Промене ефикасности компонената ејектора при коришћењу природног (а) и R2 (б) гаса као примарног флуида, добијених комбинованим моделом

На бази представљених резултата може се закључити да су перформансе предикције модела задовољавајуће. Поређење модела не може се извршити само на основу ова два критеријума. Стога се примењује алгоритам мешавине експерата. Исти показује да комбинацијом шест различитих модела перформансе предикције рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека могу бити значајно побољшане. Сума апсолутних релативних грешака комбинованог модела, у случају ејектора са природним гасом је 63%, док је у случају ејектора са R2 гасом 128%.  $CO$  комбинованог модела код ејектора са природним гасом је 0,831, док је

код ејектора са R2 гасом 0,69. На слици 43 приказана су корелациона поља комбинованог модела заједно са границама несигурности од  $\pm 10\%$ .

Један од начина евалуације предности модела у различитим радним условима је приказом научених функција капија (условних дистрибуција  $P(k|Ar, Pr, \theta_k)$ ) у простору дефинисано координатама  $Pr$  и  $Ar$ . На сликама 44 и 45 приказане су вредности функција капија за аналитичке моделе ејектора са природним и R2 гасом као погонским флуидом.

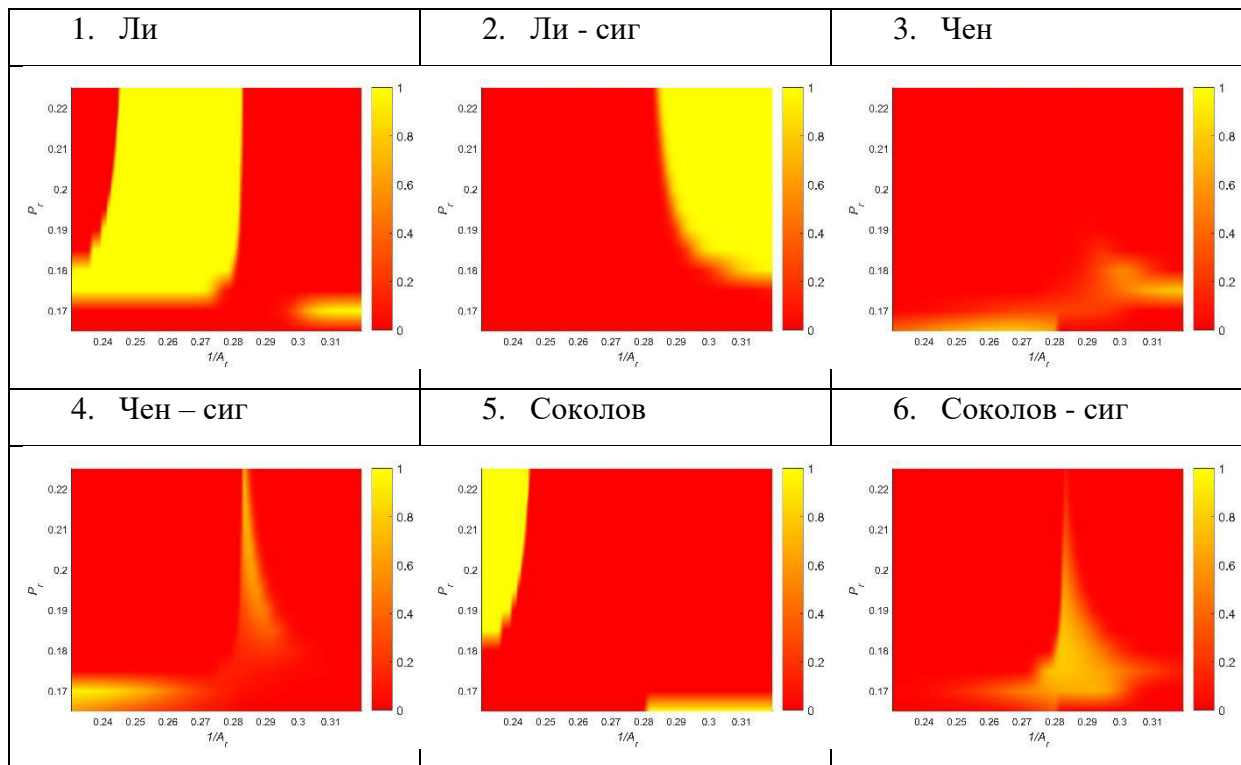


**Слика 44** Научене функције капије аналитичких модела ејектора са природним гасом при тренирању алгорита мешавине експерата

У случају коришћења природног гаса као погонског флуида, слика 44 показује да су перформансе предикције модела Лија и модела Лија – сиг занемарљиве, док су најдоминантније коришћени модели Соколова и Соколова – сиг. Модели Чена и Чена - сиг су заступљени само у областима високих вредности  $Ar$  и вредности  $Pr < 0,168$ .

Код ејектора са R2 гасом као погонским флуидом модел Лија и Лија – сиг су најдоминантнији при предвиђању перформанси рада ејектора. Остали модели су коришћени у зонама дефинисаним нижим вредностима  $Ar$  и вредности  $Pr < 0,173$ .

На бази презентованих и анализираних аналитичких модела за предикцију перформанси суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека, може се закључити да се ни један од представљених модела не може самостално користити при предвиђању рада ејектора у циљу добијања задовољавајућих резултата. Стога, најбоље је користити комбиновани модел добијен алгоритмом мешавине експерата или појединачно сваки, али само у простору где је претходно евалуиран као најдоминантнији.



**Слика 45** Научене функције капије аналитичких модела ејектора са R2 гасом при тренирању алгоритма мешавине експерата

## 6 Закључак

У овој докторској дисертацији детаљно су анализирани суперсонични гасни ејектори са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека. Пре свега, у дисертацији представљен је систематичан преглед радова који се односе на почетак примене суперсоничних гасних ејектора, теоријске основе аналитичких и нумеричких модела гасних ејектора и предности и мане коришћена истих. Поред тога, приказана су досадашња истраживања у области моделирања и примене суперсоничних гасних ејектора са геометријом променљивог попречног пресека. У првом делу дисертације представљен је приказ коришћења суперсоничних гасних ејектора са константном геометријом у расхладном циклусу постројења за десалинизацију воде из геотермалних извора и представљена је основна мотивација употребе суперсоничних гасних ејектора са млазницом променљивог попречног пресека.

На примеру овог постојења, коришћењем вишекритеријумске оптимизације у комбинацији са вишекритеријумским одлучивањем, одређене су оптималне геометријске карактеристике апарата и машина коришћених у постројењу. Шест различитих оптимизационих сценарија је анализирано. У прва три оптимизациона сценарија коришћени су економски и термодинамички критеријуми при постављању функција циља, док су у остала три оптимизациона сценарија коришћени само економски критеријуми. У економске критеријуме спада максимизација профита и минимизација укупних инвестиционих трошкова, док у термодинамичке критеријуме спада минимизација ексергетских губитака постројења. На основу овако дефинисаних функција циља и посредством постављеног математичког модела, уз примену „метахеуристике мравојед”, пронађене су оптималне термодинамичке величине стања постројења, односно добијен је Парето фронт решења. Оптимизациони сценарији се не разликују само према критеријумима при постављању функција циља, већ и према расхладним флуидима који се користе. У раду су коришћени следећи расхладни флуиди: R11, R114 и R717. Показује се да оптималне вредности функције циља има постројење које користи R114 расхладни флуид. С обзиром на чињеницу да је неопходно одабрати једно од представљених решења коришћењем интегрисаног метода АНП-PROMETHEE II, уз унапред дефинисане функције корисности и матрицу преференце и постављене додатне еколошке и безбедносне критеријуме, добијена су две оптималне алтернативе постројења.

На основу добијених резултата следећи битни закључци се могу извести:

1. Парето фронт добијен применом R114 расхладног флуида има алтернативе које су боље у поређењу са осталим расхладним флуидима. Нижи пристисци сатурације и већа продуктивност производње је добијена применом R114 расхладног флуида у оквиру расхладног система.
2. У зонама ниских вредности инвестиционих трошкова, ексергетских губитака и профита оптимална решења мало варирају, док су у горњим зонама оптималне алтернативе дисперговане у простору, формирајући тродимензиону површ.
3. За задату матрицу поређења и функције корисности разлика у изабраним оптималним решењима код анализираних оптимизационих сценарија у случају инвестиционих трошкова и профита је занемарљива.
4. Коришћење суперсоничних гасних ејектора са константном геометријом не омогућава велику флексибилност рада постројења. Један од начина решавања овог проблема је коришћењем суперсоничних гасних ејектора са млазницом променљивог попречног пресека, чиме се омогућава да постројење са минималним неповратностима процеса ради у режимима ван номиналног.

У другом делу дисертације анализиран је новоразвијени тип суперсоничног гасног ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека. Превасходно је представљен модел млазнице који се састоји од специјално профилисаног шиљка и цилиндра. Млазница има за циљ да за различите масене протоке погонског гаса, а при истим вредностима почетних услова погонског и усисаваног гаса, одржава исти однос критичне и излазне површине попречних пресека. Одржавањем овог односа смањују се дисипативни ефекти настали појавом ударних таласа. Профил шиљка је одређен постављањем аналитичког, једнодимензионог, квази-статичког модела струјања. Процесне перформансе овако дефинисаног суперсоничног гасног ејектора евалуиране су експерименталним, нумеричким и упрошћеним аналитичким моделом. Првенствено су поређене предиктивне перформансе упрошћеног аналитичког и нумеричког модела са експерименталним резултатима. Добијањем задовољавајућих резултата перформанси нумеричког модела, над истим је извршена анализа струјања. Показано је да расподела Махових бројева дуж осе ејектора и расподела истих у шест референтних попречних пресека зависи од позиције шиљка и од излазног притиска у ејектору. Поред тога, анализиран је утицај ударних таласа и трења насталог при струјању гаса преко шиљка. Перформансе ејектора

добијених нумеричким моделом су одређене при константном излазном притиску при промени позиције шиљка, као и при промени излазног притиска са константном позицијом шиљка. Примећено је да ејектор може да покрије широк дијапазон рада, што може да буде врло повољно са становишта коришћења ејектора у условима који се мењају током времена.

Из претходно анализираних, четири битна закључка се могу истаћи:

1. Применом новоразвијене конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека дисипативни ефекти изазвани појавом ударних таласа су значајно умањени.
2. Један од највећих недостатака млазнице су губици настали услед трења приликом струјања флуида преко шиљка. Из тог разлога неопходно је дужину шиљка одредити тако да задовољава услове задате  $ER$  и  $CR$  ограничењима.
3. Режим струјања у коме не долази до загушења секундарног гаса се не сматра као непожељан зато што је циљ ејектора да одржава  $ER$  и  $CR$  коефицијенте у унапред задатим границама.
4. Нумеричким моделом потврђено је да утицај косих ударних таласа не може значајно да промени перформансе рада ејектора. Додатно, посредством експеримената, показано је да ејектор може да ради у широком радном опсегу. Стога се може установити да овај тип ејектора може успешно да буде примењен у различитим доменима.

У последњем делу дисертације анализирани су аналитички модели суперсоничних гасних ејектора са млазницом променљивог попречног пресека. Имајући у виду да се модели суперсоничног гасног ејектора са константном геометријом могу применити у случају ејектора са млазницом променљивог попречног пресека, резултати добијени применом истих су приказани. У циљу побољшања перформанси предикције три анализирани модела (модел Лија, Чена и Соколова), евалуиране су ефикасности компонената сваког модела. Евалуација ефикасности компонената спроведена је коришћењем новоразвијене методологије базиране на минимизацији функције циља, дефинисане сумом апсолутних и релативних грешака измерених и одређених вредности  $ER$ . Ефикасности компонената су дефинисане у случајевима када су као погонски гасови коришћени природни и  $R_2$  гас. Поред тога, за сваки од анализираних модела постављене су две различите форме корелација (линеарног и сигмоидалног облика) тако да је у случају коришћења оба погонска гаса одређено шест различитих корелација ефикасности компоненти. Анализирани је

сензитивност ефикасности компоненти ејектора при промени координата  $Ar$  и  $Pr$ . Поред наведеног, у циљу евалуације перформанси аналитичких модела и побољшања предикције рада ејектора коришћењем истих, употребљена је метода машинског учења позната као мешавина експерата. У простору дефинисаним координатама  $Ar$  и  $Pr$  показано је у случају коришћења суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог у којем делу простора који аналитички модел има најбоље перформансе предикције. На основу наученог модела мешавине експерата приказане су његове перформансе, које су значајно боље у односу на појединачне аналитичке моделе.

На основу претходне анализе изводе се следећи закључци:

1. Ефикасности компонентата ејектора добијене линеарним корелацијама са ограничењима немају у општем случају боље перформансе предикције рада ејектора у поређењу са сигмоидалним корелацијама. Ова констатација важи за све анализирани аналитичке моделе.
2. Иако су ефикасности компонентата ејектора добијене коришћењем метахеуристика, где конвергенција решења у области глобалног и локалног оптимума није гарантована, закључује се да ни један од анализираних модела није доминантан са становишта предикције перформанси рада ејектора. Ипак, модели Лија и Соколова имају задовољавајуће резултате у случају коришћења природног и R2 гаса као погонског флуида.
3. Модел добијен применом алгоритма мешавине експерата остварује најбоље резултате мерене  $MAE$  и  $CO$  скором.
4. Најбољи модел за предикцију перформанси ејектора са природним гасом као примарним флуидом је модел Соколова. Ипак, у случају када се користи R2 гас као погонски флуид, модел Соколова не даје задовољавајуће резултате у простору дефинисаном координатама  $Ar$  и  $Pr$ . Потпуно је супротно понашање модела Лија, који не показује значајно добре резултате при коришћењу природног гаса као погонског флуида, док је исти најутицајнији при евалуацији перформансе мешавином експерата када се користи R2 гас.
5. Посредством модела мешавине експерата показано је да се не може закључити да се задовољавајуће предиктивне перформансе рада ејектора не могу остварити коришћењем само једног аналитичког модела. Стога је најбоље користити модел добијен мешавином експерата при предикцији рада ејектора за различите притиске и протоке.

Највећи недостатак представљених приступа за евалуацију ефикасности компоненти ејектора је немогућност поређења добијених ефикасности са њиховим стварним вредностима. Стога се иста може применити при адаптацији интегрисаног параметарског нумеричког приступа у циљу побољшања перформанси добијених ефикасности и смањивања високог рачунског трошка насталог коришћењем нумеричке симулације. Поред тога, представљени приступи се даље могу комбиновати са великим бројем различитих алгоритама за машинског учење. Због високе цене експерименталних истраживања и малог броја експерименталних резултата, алгоритми који се предлажу за анализу треба да буду они који користе Бајесовски приступ. Поред тога, применом предложеног модела суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека није могуће остварити фиксне вредности  $ER$  и  $CR$  при различитим протоцима погонског гаса, иако се исти одржавају у уским границама. Један од начина на који се овај проблем може решити је увођењем додатног степена слободе у раду ејектора. У овом конкретном случају то значи увођење механизма за промену попречног пресека коморе за мешање. Даља истраживања треба да буду усмерена ка развијању суперсоничног гасног ејектора са комором за мешање променљивог попречног пресека.

На основу представљених модела и експеримената може се закључити да је тачност општих и посебних хипотеза дисертације доказана кроз велики број експерименталних и нумеричких примера. Тачност хипотезе  $X(0)$  доказана је нумеричким експериментима где је показано да се Махови бројеви на излазу из млазнице не разликују у значајној мери од резултата добијених аналитичким изразима. Поред тога, истовремено је приказано да се развијени гасодинамички образци могу успешно користити у развијању модела за одређивање геометрије шиљка, који ће за различите односе гасова одржавати исти однос критичног и излазног попречног пресека млазнице. Овим је потврђена тачност хипотезе  $X(1)$ . Аналитички изрази за ефикасност компоненти ејектора одређени су обрадом резултата експеримената, чиме је утврђена тачност хипотезе  $X(2)$ . Експериментима и нумеричким прорачуном је утврђено да ејектор са новоразвијеном конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека покрива различите радне режиме. Овим је доказана тачност хипотезе  $X(3)$ . Тачност посебне хипотезе  $X(4)$  потврђена је поређењем резултата експеримената и нумеричких прорачуна. Модел ејектора добијен применом МоЕ алгорита је показао боље перформансе предикције у поређењу са свим анализираним аналитичким моделима, чиме је потврђена истинитост посебне хипотезе



*X(5)*. Визуелизацијом података приказан је простор где сваки од анализираних аналитичких модела има најбоље предиктивне перформансе рада ејектора, чиме је утврђена тачност хипотезе *X(6)*.

Циљ првог дела дисертације који је усмерен на приказу основних мана суперсоничних гасних ејектора са константном геометријом је испуњен на примеру коришћења истог. Јасно је уочљиво да се ексергијски губитак суперсоничног гасног ејектора може значајно смањити коришћењем млазнице променљивог попречног пресека. Поред тога, доказано је на нумеричким и експерименталним примерима да коришћењем специјално дефинисане геометрије шиљка и цилиндра, може да се покрије широк дијапазон опсега рада при различитим притисцима и масеним протоцима погонског гаса. Овиме је испуњен други циљ дисертације. Последњи циљ дисертације испуњен је применом модела заснованог на оптимизационим алгоритмима и алгоритмима машинског учења, чиме су добијене боље перформансе предикције у односу на коришћење постојећих аналитичких израза. На основу претходног, закључује се да су сви циљеви дисертације испуњени.

На основу представљеног рада, закључује се да је остварени научни допринос дисертације следећи:

1. Представљен је преглед литературе који се односи на суперсоничне гасне ејекторе са млазницом променљивог попречног пресека и дат је критички осврт на исту - допринос је представљен у радовима [67] и [57].
2. Развијен је нови гасодинамички модел конвергентно-дивергентне млазнице променљивог попречног пресека – допринос је представљен у раду [57].
3. Извршена је експериментална и нумеричка анализа рада новоразвијеног типа суперсоничних гасних ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека – допринос је представљен у раду [57].
4. Резултати добијени експериментима су анализирани за различите положаје шиљка и различите вредности притиска на излазу из ејектора – допринос је представљен у радовима [67] и [57].
5. Развијене су нове корелационе једначине ефикасности компонената ејектора и нови аналитички модел заснован на комбинацији постојећих модела за анализу рада суперсоничних гасних ејектора – допринос је представљен у раду [67].

Поред тога у дисертацији остварени су и следећи инжењерски доприноси:

1. Нови развијени тип конвергентно-дивергентне млазнице са променљивим попречним пресеком ће имати широку употребу у циљу регулације рада

суперсоничног гасног ејектора. На овај начин избећи ће се избегавање коришћења додатних вентила при регулацији рада ејектора или додавање још једног степена слободе рада ејектора при коришћењу регулационог вентила на излазу – допринос је представљен у радовима [67] и [57].

2. Новоразвијени тип суперсоничних гасних ејектора са конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека, услед врло једноставне конструкције и ниске производне цене може да буде примењена на различитим доменима – допринос је представљен у раду [57].
3. Показано је да се развијени нумерички и аналитички модели могу са задовољавајућом тачношћу примењивати у пракси – допринос је представљен у радовима [67] и [57].

На основу доказивања тачности свих хипотеза постављених у овој дисертацији, испуњењем циљева дисертације и приказивању научног и инжењерског доприноса исте, може се закључити да представљени модел суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека има низ предности у односу на суперсоничне гасне ејекторе са константном геометријом.

## 7 Листа слика

<b>Слика 1</b> Шематски приказ постројења за десалинизацију воде са ејекторским расхладним циклусом.....	28
<b>Слика 2</b> Алгоритам процедуре коришћене при моделирању постројења.....	35
<b>Слика 3</b> Псеудокод алгоритма MOALO .....	37
<b>Слика 4</b> Шематски приказ комбинованог приступа АНР - PROMETHEE II .....	42
<b>Слика 5</b> Пројекција Парето фронта приказана графиком корелације при коришћењу расхладног флуида R11 .....	44
<b>Слика 6</b> Пројекција Парето фронта приказана графиком корелације при коришћењу расхладног флуида R114 .....	46
<b>Слика 7</b> Пројекција Парето фронта приказана графиком корелације при коришћењу расхладног флуида R717 .....	47
<b>Слика 8</b> Парето фронтови за расхладне флуиде R11 (а), R114 (б), R717 (в); плаве тачке представљају решења добијена 2обј оптимизацијом, а љубичасте тачке представљају решења добијена 3обј оптимизацијом .....	48
<b>Слика 9</b> Промена притиска сатурације у зависности од редног броја алтернатива ранжираних по критеријуму профита за R11 (а), R114 (б), R717 (в).....	50
<b>Слика 10</b> Промена COP у зависности од редног броја алтернатива ранжираних по критеријуму профита за R11 (а), R114 (б), R717 (в).....	51
<b>Слика 11</b> Промена укупних инвестиционих трошкова постројења и трошкова расхладног система у зависности од редног броја алтернатива ранжираних по критеријуму профита за R11 (а), R114 (б), R717 (в).....	52
<b>Слика 12</b> Удео компонената постројења у ексергетским губицима (а) и укупним инвестиционим трошковима (б) .....	55
<b>Слика 13</b> Анализа сензитивности за критеријуме профита, укупне инвестиције и ексергетских губитака .....	56
<b>Слика 14</b> Анализа сензитивности за критеријуме ODP, GWP и токсичности .....	57
<b>Слика 15</b> Модел конвергентно-дивергентне млазнице са променљивим попречним пресеком.....	62
<b>Слика 16</b> Попречни пресек ејектора са карактеристичним пресецима .....	65
<b>Слика 17</b> Шематски приказ експерименталне инсталације.....	69
<b>Слика 18</b> Фотографије индустријске инсталације коришћене при евалуација рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека .....	72

<b>Слика 19</b> Фотографије суперсоничног гасног ејектора (а) и конвергентно-дивергентна млазнице променљивог попречног пресека (б).....	73
<b>Слика 20</b> Приказ суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека са природним гасом као погонским флуидом.....	74
<b>Слика 21</b> Планарни приказ модела коришћеног при симулацији при отвореношћу шиљка од 40%. Шест различитих референтних тачака за одређивање Маховог броја лоцирано је на пресеку између осе модела и вертикалних линија у комори за мешање	77
<b>Слика 22</b> Релативна грешка Махових бројева одређених на шест различитих референтних тачака дуж осе ејектора.....	79
<b>Слика 23</b> Расподела Махових бројева дуж три различита попречна пресека (а) и дуж осе ејектора (б).....	80
<b>Слика 24</b> Квалитет мреже у близини млазнице.....	81
<b>Слика 25</b> Поређење резултата добијених аналитичким и нумеричким моделима са резултатима експеримената.....	82
<b>Слика 26</b> Контуре Махових бројева, у зони млазнице, преткоморе и коморе за мешање, за различити положај шиљка и различите излазне вредности натпритисака ..	84
<b>Слика 27</b> <i>CR</i> контуре околу и иза шиљка за различите позиције шиљка и притисак на излазу од $P_M = 30\text{kPa}$ .....	85
<b>Слика 28</b> Струјнице примарног и секундарног гаса обојене вредностима Маховог броја за различите позиције шиљка и различите притиске на излазу.....	86
<b>Слика 29</b> Струјнице примарног и секундарног гаса обојене вредностима натпритиска за различите позиције шиљка и различите притиске на излазу.....	86
<b>Слика 30</b> Профил Маховог броја дуж осе и профили Маховог броја дуж шест референтних пресека за различите положаје шиљка при константном излазном притиску $P_M = 30\text{kPa}$ .....	87
<b>Слика 31</b> Промена <i>ER</i> са излазним притиском при константној позицији шиљка (а) и промена <i>ER</i> при промени позиције шиљка и константом излазном притиску (б).....	89
<b>Слика 32</b> Шематски приказ суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог (а) и константног (б) попречног пресека.....	91
<b>Слика 33</b> Режији рада ејектора према моделу Лија и Чена.....	93
<b>Слика 34</b> Израчунате вредности $\eta_p$ у случају коришћења природног гаса као погноског флуида.....	103

<b>Слика 35</b> Израчунате вредности $\eta_p$ у случају коришћења R2 гаса као погонског флуида .....	105
<b>Слика 36</b> Корелациона поља резултата добијена аналитичким моделима Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу природног гаса као примарног флуида .....	110
<b>Слика 37</b> Корелациона поља добијена аналитичким моделима Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу R2 гаса као примарног флуида .....	111
<b>Слика 38</b> Промене ефикасности компонената ејектора код модела Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу природног гаса као примарног флуида .....	112
<b>Слика 39</b> Промене ефикасности компонената ејектора код модела Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) при коришћењу R2 гаса као примарног флуида .....	113
<b>Слика 40</b> Криве рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу природног гаса као погонског флуида, евалуиране моделом Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) .....	116
<b>Слика 41</b> Криве рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу R2 гаса као погонског флуида, евалуиране моделом Лија (а), Чена (б) и Соколова (в) .....	117
<b>Слика 42</b> Криве рада суперсоничног гасног ејектора са млазницом променљивог попречног пресека при коришћењу природног гаса (а) и R2 гаса (б) као погонских флуида добијене моделом Чена – сиг .....	118
<b>Слика 43</b> Промене ефикасности компонената ејектора при коришћењу природног (а) и R2 (б) гаса као примарног флуида, добијених комбинованим моделом .....	120
<b>Слика 44</b> Научене функције капије аналитичких модела ејектора са природним гасом при тренирању алгоритма мешавине експерата .....	121
<b>Слика 45</b> Научене функције капије аналитичких модела ејектора са R2 гасом при тренирању алгоритма мешавине експерата .....	122

## 8 Листа табела

Табела 1	Усвојени коефицијенти пролаза топлоте .....	30
Табела 2	Функције трошкова опреме [92, 93] .....	33
Табела 3	Фактори коришћени у методи одређивања укупних трошкова детаљном факторском анализом .....	34
Табела 4	Величине које су коришћене при оптимизацији .....	38
Табела 5	Опсег вредности оптимизационих променљивих .....	39
Табела 6	ODP, GWP и токсичност флуида .....	43
Табела 7	Време оптимизације .....	44
Табела 8	Матрица преференце .....	54
Табела 9	Усвојене функције преференце за сваки од критеријума .....	54
Табела 10	Функције циља изабраних алтернатива заједно са променљивим величинама које су оптимизоване .....	54
Табела 11	Својства гасова .....	70
Табела 12	Карактеристике коришћене мерне опреме за мерење притиска .....	70
Табела 13	Карактеристике мрежа .....	78
Табела 14	Измерене вредности масених протока и <i>ER</i> коефицијента .....	81
Табела 15	Релативне грешке аналитичког и нумеричког модела .....	82
Табела 16	Вредности Маховог број на излазу из млазнице .....	84
Табела 17	Термодинамичка стања природног гаса, отпадног гаса и излазне мешавине заједно са вредностима пречника грла млазнице и излазног пречника .....	102
Табела 18	Измерене вредности масених протока природног и отпадног гаса заједно са <i>ER</i> .....	103
Табела 19	Тежински фактори корелационих функција при коришћењу природног гаса .....	104
Табела 20	Термодинамичка стања природног гаса, отпадног гаса и излазне мешавине заједно са вредностима пречника грла млазнице и излазног пречника .....	105
Табела 21	Измерене вредности масених протока R2 и отпадног гаса заједно са <i>ER</i> ...	106
Табела 22	Тежински фактори корелационих функција при коришћењу R2 гаса .....	107
Табела 23	Поређење перформанси аналитичких модела за случај коришћења природног гаса као погонског флуида .....	109
Табела 24	Поређење перформанси аналитичких модела за случај коришћења R2 гаса као погонског флуида .....	109

**Табела 25** Очекивана вредност и модус расподеле стандардне девијације  $\eta_p$  ..... 115

## 9 Литература

1. Dresselhaus, M. and I. Thomas, *Alternative energy technologies*. Nature, 2001. **414**(6861): p. 332.
2. Goswami, D.Y., et al., *New and emerging developments in solar energy*. Solar energy, 2004. **76**(1-3): p. 33-43.
3. Elimelech, M. and W.A. Phillip, *The future of seawater desalination: energy, technology, and the environment*. science, 2011. **333**(6043): p. 712-717.
4. Boyle, G., *Renewable energy*. Renewable Energy, by Edited by Godfrey Boyle, pp. 456. Oxford University Press, May 2004. ISBN-10: 0199261784. ISBN-13: 9780199261789, 2004: p. 456.
5. Lecompte, A., *Ejector aerated oxidation ditch for waste treatment*. 1974, Google Patents.
6. Hassan, S. and K. Björn, *Pneumatic conveying of wood powder by using a steam-jet ejector*. Biomass and Bioenergy, 2000. **19**(2): p. 103-117.
7. Tanehiko, O., *Hydraulic transportation equipment for soluble pulverulent or granular bodies*. 1968, Google Patents.
8. Chunnanond, K. and S. Aphornratana, *Ejectors: applications in refrigeration technology*. Renewable and sustainable energy reviews, 2004. **8**(2): p. 129-155.
9. Villa, M., et al., *Ejectors for boosting low-pressure oil wells*. SPE production & facilities, 1999. **14**(04): p. 229-234.
10. Dutton, J.C. and B. Carroll, *Optimal supersonic ejector designs*. Journal of Fluids Engineering, 1986. **108**(4): p. 414-420.
11. Power, R.B., *Steam jet ejectors for the process industries.[Glossary included]*. 1994.
12. Chen, X., et al., *Recent developments in ejector refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **19**: p. 629-651.
13. Napier, J.R., *The ejector condenser for steam engines*. Journal of the Franklin Institute, 1869. **88**(5): p. 357-IN11.
14. Zeuner, G., *Das Lokomotivbiasrohr*. 1863, Zurich.
15. Fakhrudinov, R., et al., *Improving The Steam Ejector Vacuum System In The Separation Of Fuel Oil Using Computer Modeling*. Journal of Mechanical and Mechanics Engineering, 2017. **3**(3).
16. Šašić, M., *Transport fluida i čvrstih materijala cevima*. 1990: Naučna knjiga.



17. Šašić, M., *Proračun transporta fluida i čvrstih materijala cevima*. 1989: Naučna knjiga.
18. M, S. and P. Lj, *Determinantion of optimal stream and geometric Parameters of Ejectors*. Ingenieur-Archiv, Springer-Verlag, 1987.
19. Petrović, A. and L. Petrović, *Ejektori*. ETA Beograd, 2009.
20. КК, В., *Study of Ejectors (In Russian)*. Труды ЦАГИ, 1935(211).
21. КК, В., *Calculation of Ejectors*. Отопление и вентиляция, 1938(6): p. 14-17.
22. Keenan, J., *A simple air ejector*. J. Appl. Mech. Trans. ASME, 1942. **64**: p. 75-81.
23. Keenan, J.H., *An investigation of ejector design by analysis and experiment*. Journal of Applied Mechanics, 1950. **17**: p. 299.
24. Vasilev, J., *Teory of supersonic gas ejectors with cylindrical mixing chamber (In Russian)*. Сб. Лопаточные машины и струйные аппараты, 1967(2): p. 171-235.
25. Vasilev, J., *Gas ejectors with supersonic nozzle (In Russian)*. Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов, 1961: p. 134-213.
26. Fabri, J. and R. Siestrunck, *Supersonic air ejectors*, in *Advances in applied mechanics*. 1958, Elsevier. p. 1-34.
27. Lamberts, O., P. Chatelain, and Y. Bartosiewicz, *Numerical and experimental evidence of the Fabri-choking in a supersonic ejector*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2018. **69**: p. 194-209.
28. Liao, C., *Gas ejector modeling for design and analysis*. 2008: Texas A&M University.
29. Bajkov, V. and J. Vasilev, *Theory of supersonic gas ejectors with constant pressure mixing chamber (In Russian)*. Ученые записки ЦАГИ, 1983. **14**(1).
30. Bajkov, V. and J. Vasilev, *Optimal gas ejector with constant pressure mixing chamber (In Russian)*. Ученые записки ЦАГИ, 1983. **14**(2).
31. Huang, B., et al., *A 1-D analysis of ejector performance*. International journal of refrigeration, 1999. **22**(5): p. 354-364.
32. Liao, C., *Gas ejector modeling for design and analysis*. 2008, Texas A&M University.
33. Elbel, S. and N. Lawrence, *Review of recent developments in advanced ejector technology*. International journal of refrigeration, 2016. **62**: p. 1-18.
34. Chen, W., et al., *A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes*. International journal of refrigeration, 2013. **36**(6): p. 1750-1761.

35. Galanis, N. and M. Sorin, *Ejector design and performance prediction*. International Journal of Thermal Sciences, 2016. **104**: p. 315-329.
36. Antonio, Y.M., et al., *Thermodynamic modelling of an ejector with compressible flow by a one-dimensional approach*. Entropy, 2012. **14**(4): p. 599-613.
37. Hemidi, A., et al., *CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(8): p. 1523-1531.
38. Croquer, S., S. Poncet, and N. Galanis, *Comparison of ejector predicted performance by thermodynamic and CFD models*. international journal of refrigeration, 2016. **68**: p. 28-36.
39. Croquer, S., S. Poncet, and Z. Aidoun, *Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejector. Part I: Numerical benchmark*. international journal of refrigeration, 2016. **61**: p. 140-152.
40. Besagni, G. and F. Inzoli, *Computational Fluid-Dynamics modeling of supersonic ejectors: screening of turbulence modeling approaches*. Applied Thermal Engineering, 2017.
41. Balabel, A., et al., *Assessment of turbulence modeling for gas flow in two-dimensional convergent–divergent rocket nozzle*. Applied Mathematical Modelling, 2011. **35**(7): p. 3408-3422.
42. Thongtip, T. and S. Aphornratana, *An experimental analysis of the impact of primary nozzle geometries on the ejector performance used in R141b ejector refrigerator*. Applied Thermal Engineering, 2017. **110**: p. 89-101.
43. Liu, F., *Review on ejector efficiencies in various ejector systems*. 2014.
44. Liu, F. and E.A. Groll, *Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles*. Applied Thermal Engineering, 2013. **52**(2): p. 360-370.
45. Varga, S., A.C. Oliveira, and B. Diaconu, *Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD*. International Journal of Refrigeration, 2009. **32**(6): p. 1203-1211.
46. Besagni, G., et al., *An Integrated Lumped Parameter-CFD approach for off-design ejector performance evaluation*. Energy Conversion and Management, 2015. **105**: p. 697-715.
47. Besagni, G., et al., *Application of an integrated lumped parameter-CFD approach to evaluate the ejector-driven anode recirculation in a PEM fuel cell system*. Applied Thermal Engineering, 2017. **121**: p. 628-651.

48. Zhang, H., et al., *Assessment and prediction of component efficiencies in supersonic ejector with friction losses*. Applied Thermal Engineering, 2018. **129**: p. 618-627.
49. Varga, S., et al., *Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector*. international journal of refrigeration, 2011. **34**(7): p. 1668-1675.
50. Li, C., et al., *Analysis on performance characteristics of ejector with variable area-ratio for multi-evaporator refrigeration system based on experimental data*. Applied Thermal Engineering, 2014. **68**(1): p. 125-132.
51. Li, C., et al., *Experimental study on a multi-evaporator refrigeration system with variable area ratio ejector*. Applied Thermal Engineering, 2016. **102**: p. 196-203.
52. Pereira, P.R., et al., *Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid*. International Journal of Refrigeration, 2014. **46**: p. 77-85.
53. Dennis, M., T. Cochrane, and A. Marina, *A prescription for primary nozzle diameters for solar driven ejectors*. Solar Energy, 2015. **115**: p. 405-412.
54. Lelea, D. and A.E. Cioabla, *The viscous dissipation effect on heat transfer and fluid flow in micro-tubes*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010. **37**(9): p. 1208-1214.
55. Varga, S., et al., *Preliminary experimental results with a solar driven ejector air conditioner in Portugal*. Renewable Energy, 2017. **109**: p. 83-92.
56. Chen, Z., et al., *Ejector performance analysis under overall operating conditions considering adjustable nozzle structure*. International Journal of Refrigeration, 2017. **84**: p. 274-286.
57. Petrovic, A., et al., *Comparison of novel variable area convergent-divergent nozzle performances obtained by analytic, computational and experimental methods*. Applied Mathematical Modelling, 2018. **57**: p. 206-225.
58. Foley, A. and A.G. Olabi, *Renewable energy technology developments, trends and policy implications that can underpin the drive for global climate change*. 2017, Elsevier.
59. Milanović, P., B. Jaćimović, and S. Genić, *The influence of heat exchanger performances on the design of indirect geothermal heating system*. Energy and buildings, 2004. **36**(1): p. 9-14.
60. Stamenić, M., et al. *Results of experimental research on parameters that determine stable operating limits of ceramic burner with packed bed of uniform spheres for combustion of low calorific gaseous fuels*. in *Environmental Friendly Energies and Applications (EFEA), 2014 3rd International Symposium on*. 2014. IEEE.

61. Zhou, F., et al., *Recent developments in coal mine methane extraction and utilization in China: a review*. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016. **31**: p. 437-458.
62. Friesenhan, C., et al., *Streamlined life cycle analysis for assessing energy and exergy performance as well as impact on the climate for landfill gas utilization technologies*. Applied Energy, 2017. **185**: p. 805-813.
63. Sonawat, A. and A. Samad. *Flare gas recovery using ejector-a review*. in *Proceedings of the Thirty Ninth National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, Surat, Gujarat, India*. 2012.
64. Saadawi, H. *Ten Years' Experience with Flare Gas Recovery Systems in Abu Dhabi*. in *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. 2013. Society of Petroleum Engineers.
65. Comodi, G., M. Renzi, and M. Rossi, *Energy efficiency improvement in oil refineries through flare gas recovery technique to meet the emission trading targets*. Energy, 2016. **109**: p. 1-12.
66. Chong, D., et al., *Structural optimization and experimental investigation of supersonic ejectors for boosting low pressure natural gas*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(14-15): p. 2799-2807.
67. Petrovic, A., et al., *Evaluating performances of 1-D models to predict variable area supersonic gas ejector performances*. Energy, 2018. **163**: p. 270-289.
68. Eltawil, M.A., Z. Zhengming, and L. Yuan, *A review of renewable energy technologies integrated with desalination systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(9): p. 2245-2262.
69. Kozisek, F., *Health risks from drinking demineralised water*. Nutrients in Drinking Water, 2005: p. 148-163.
70. Porada, S., et al., *Review on the science and technology of water desalination by capacitive deionization*. Progress in Materials Science, 2013. **58**(8): p. 1388-1442.
71. Malaeb, L. and G.M. Ayoub, *Reverse osmosis technology for water treatment: state of the art review*. Desalination, 2011. **267**(1): p. 1-8.
72. Khalifa, A., et al., *Experimental and theoretical investigations on water desalination using direct contact membrane distillation*. Desalination, 2017. **404**: p. 22-34.
73. Zhao, D., et al., *Fluorographite modified PVDF membranes for seawater desalination via direct contact membrane distillation*. Desalination, 2017. **413**: p. 119-126.

74. Lokare, O.R., et al., *Fouling in direct contact membrane distillation of produced water from unconventional gas extraction*. Journal of Membrane Science, 2017. **524**: p. 493-501.
75. Chandrashekara, M. and A. Yadav, *Water desalination system using solar heat: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **67**: p. 1308-1330.
76. Alelyani, S.M., et al., *Techno-economic analysis of combined ammonia-water absorption refrigeration and desalination*. Energy Conversion and Management, 2017. **143**: p. 493-504.
77. Alarcón-Padilla, D.-C. and L. García-Rodríguez, *Application of absorption heat pumps to multi-effect distillation: a case study of solar desalination*. Desalination, 2007. **212**(1): p. 294-302.
78. Milanovic, P., B. Jacimovic, and S. Genic, *Experimental measurement of fouling resistance in the heat exchanger of a geothermal heating system*. Geothermics, 2006. **35**(1): p. 79-86.
79. Dominković, D.F., et al., *A hybrid optimization model of biomass trigeneration system combined with pit thermal energy storage*. Energy conversion and management, 2015. **104**: p. 90-99.
80. Mahmoudi, S., S. Salehi, and M. Yari, *Three-objective optimization of a novel triple-effect absorption heat transformer combined with a water desalination system*. Energy Conversion and Management, 2017. **138**: p. 131-147.
81. Vince, F., et al., *Multi-objective optimization of RO desalination plants*. Desalination, 2008. **222**(1-3): p. 96-118.
82. Segurado, R., et al., *Optimization of a wind powered desalination and pumped hydro storage system*. Applied energy, 2016. **177**: p. 487-499.
83. Hajeeh, M. and A. Al-Othman, *Application of the analytical hierarchy process in the selection of desalination plants*. Desalination, 2005. **174**(1): p. 97-108.
84. Aliewi, A., et al., *Evaluation of desalination and other strategic management options using multi-criteria decision analysis in Kuwait*. Desalination, 2017. **413**: p. 40-51.
85. Mosaffa, A., N.H. Mokarram, and L.G. Farshi, *Thermo-economic analysis of combined different ORCs geothermal power plants and LNG cold energy*. Geothermics, 2017. **65**: p. 113-125.
86. Chen, Q., et al., *Energy, economic and environmental (3E) analysis and multi-objective optimization of a spray-assisted low-temperature desalination system*. Energy, 2018. **151**: p. 387-401.

87. Jaćimović, B. and S. Genić, *Heat transfer operations and aparatuses - Part 1: Recuperative heat exchangers (In Serbian)*. 2016, Belgrade: Faculty of Mechanical engineering of the University of Belgrade.
88. Bell, I.H., et al., *Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp*. Industrial & engineering chemistry research, 2014. **53**(6): p. 2498-2508.
89. Sokolov, E.J., *Flow machines (in Russian)*. Vol. 3. 1989: Moscow Energoatomizdat. 352.
90. Bejan, A., *Advanced engineering thermodynamics*. 2016: John Wiley & Sons.
91. Vatavuk, W.M., *Updating the CE plant cost index*. Chemical Engineering, 2002. **109**(1): p. 62-70.
92. Seider, W.D., J.D. Seader, and D.R. Lewin, *PRODUCT & PROCESS DESIGN PRINCIPLES: SYNTHESIS, ANALYSIS AND EVALUATION, (With CD)*. 2009: John Wiley & Sons.
93. Sinnott, R.K. and G. Towler, *Chemical engineering design: SI Edition*. 2009: Elsevier.
94. Mirjalili, S., P. Jangir, and S. Saremi, *Multi-objective ant lion optimizer: a multi-objective optimization algorithm for solving engineering problems*. Applied Intelligence, 2017. **46**(1): p. 79-95.
95. Coello, C.C., *Evolutionary multi-objective optimization: a historical view of the field*. IEEE computational intelligence magazine, 2006. **1**(1): p. 28-36.
96. Mao-Guo, G., et al., *Evolutionary multi-objective optimization algorithms*. 2009.
97. Dağdeviren, M., *Decision making in equipment selection: an integrated approach with AHP and PROMETHEE*. Journal of Intelligent Manufacturing, 2008. **19**(4): p. 397-406.
98. Ishizaka, A. and A. Labib, *Review of the main developments in the analytic hierarchy process*. Expert systems with applications, 2011. **38**(11): p. 14336-14345.
99. Ishizaka, A. and P. Nemery, *Multi-criteria decision analysis: methods and software*. 2013: John Wiley & Sons.
100. Brans, J.-P. and P. Vincke, *Note—A Preference Ranking Organisation Method: (The PROMETHEE Method for Multiple Criteria Decision-Making)*. Management science, 1985. **31**(6): p. 647-656.
101. Oosthuizen, P.H. and W.E. Carscallen, *Introduction to compressible fluid flow*. 2013: CRC Press.

102. Kong, F. and H. Kim, *Analytical and computational studies on the performance of a two-stage ejector–diffuser system*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015. **85**: p. 71-87.
103. Guide, A.F.U., *Release 14.0*, ANSYS. Inc., November, 2011.
104. Li, F., et al., *Ejector performance prediction at critical and subcritical operational modes*. Applied Thermal Engineering, 2017. **115**: p. 444-454.
105. Zheng, L. and J. Deng, *Research on CO2 ejector component efficiencies by experiment measurement and distributed-parameter modeling*. Energy Conversion and Management, 2017. **142**: p. 244-256.
106. Mirjalili, S., *The ant lion optimizer*. Advances in Engineering Software, 2015. **83**: p. 80-98.
107. Jacobs, R.A., et al., *Adaptive mixtures of local experts*. Neural computation, 1991. **3**(1): p. 79-87.
108. Shazeer, N., et al., *Outrageously large neural networks: The sparsely-gated mixture-of-experts layer*. arXiv preprint arXiv:1701.06538, 2017.
109. Masoudnia, S. and R. Ebrahimpour, *Mixture of experts: a literature survey*. Artificial Intelligence Review, 2014. **42**(2): p. 275-293.
110. Jordan, M.I. and R.A. Jacobs, *Hierarchical mixtures of experts and the EM algorithm*. Neural computation, 1994. **6**(2): p. 181-214.

## Прилог 1.

### Биографија кандидата

Андрија Петровић рођен је у Београду 23.08.1991. Основну школу „Љуба Ненадовић“ завршио је 2006. године у Београду, као носилац Вукове дипломе и ђак године. Средњу школу „13. београдску гимназију“ завршио је 2010. године у Београду и награђен је за изузетан успех током школовања. Основне студије на Машинском факултету Универзитета у Београду уписао је 2010. године и завршио 2013. године са просечном оценом 9,91. Мастер студије на Машинском факултету Универзитета у Београду, смер Процесна техника и заштита животне средине, уписао је 2013. године и завршио 2015. године са просечном оценом 9,90. Мастер рад је одбранио са оценом 10 на тему „Концептуално решење и економска процена рада система за производњу електричне енергије на бази органског ранкиновог циклуса“. Дипломирао је на Факултету за Пословну економију Универзитета Сингидунум 2014. године, смер финансије и банкарство, са просечном оценом 9,45. Мастер студије на модулу Пословна економија завршио је 2016. године са просечном оценом 10,00. Мастер рад је одбранио са оценом 10 на тему „Динамика промене вредности емисионих дозвола и рентабилност инвестиције тригенеративног постројења“.

Тренутно је студент треће године докторских студија на Факултету организационих наука Универзитета у Београду, где је положио све испите на докторским студијама и студент је треће године докторских студија на Машинском факултету Универзитета у Београду. Докторске студије на Факултету организационих наука кандидат је уписао школске године 2015/16. Докторске студије на Машинском факултету кандидате је уписао школске године 2015/16.

Награђиван је за изузетан успех током студија на Машинском факултету 2010/11, 2011/12, 2012/13, 2013/14, 2014/15 године. Награђен је као најбољи студент на основним академским студијама генерације уписане 2010/11 године, као најбољи студент на мастер академским студијама генерације уписане 2013/14 године и као најбољи студент генерације уписане 2010/11 године. Добитник награде за најбољи мастер рад на конгресу Процесинг 2016.

Био је стипендиста града Београда за 2011/12 годину, стипендиста Републике Србије за 2013/14 годину, стипендиста Фонда за младе таленте“ за 2012/13 и 2014/15



годину, стипендиста „Термоелектране Никола Тесла“ за годину 2012/13, стипендиста фирме „Ејектоинжењеринг Београд“ за 2012/13, 2013/14 и 2014/15 годину.

Учествовао је у раду летње школе организоване под покровитељством NTNU (Norwegian University of Science and Technology) у оквиру пројекта „Herd energy project - quality improvement of masters programs in sustainable energy and environment“. Био је практикант фирме „Про-инг Београд“ у периоду јун-август 2011 године. Похађао је више курсева организованих од стране фирме „Merit Plan“. У оквиру Erasmus+ програма размене студената похађао је 2. семестар прве године докторских студија школске 2015./16. на Машинском факултету Универзитета Политехника Темишвар. Стипендиран је од компаније Сага д.о.о. од маја 2018 на пројекту развоја алгоритама за машинско учење заједно са професорима са Факултета организационих наука.

Запослен је од 2018. године као асистент на катедри за Индустијско инжењерство на Машинском факултету Универзитета у Београду.

Поседује сертификат FCE– B2 познавање енглеског језика. Служи се руским језиком. Активно користи програмерске софтвере Visual Basic, MatLab, Python, Fortran, Delphi, Eviews, Ansys - Fluent, AMPL, SQL. Зна да употребљава софтверске пакете за обраду текста MS OFFICE (Word, Excell, Power point) и Latex, софтвере за техничко цртање AutoCAD и Solid Works. Поседује возачку дозволу Б категорије. Објавио је до сада 7 радова на SCI листи од тога четири M21a категорије, један M21 категорије и два M22 категорије.

Прилог 2.

## Изјава о ауторству

Потписани Андреја А. Петровић  
Број индекса Д7/2015

### Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

**Процесне перформансе суперсоничног гасног ејектора са  
конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека**

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

**Потпис докторанда**

У Београду, 28.10.2019

\_\_\_\_\_

Прилог 3.

**Изјава о истоветности штампане и електронске верзије  
докторског рада**

Име и презиме аутора Андрија А. Петровић  
Број индекса Д7/2015  
Студијски програм Процесна техника  
Наслов рада **Процесне перформансе суперсоничног гасног ејектора са  
конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека**  
Ментор проф. др Србислав Генић;

Потписани Андрија А. Петровић

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду.**

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада. Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

**Потпис докторанда**

У Београду, 28.10.2019

\_\_\_\_\_

#### Прилог 4.

### Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

**Процесне перформансе суперсоничног гасног ејектора са**

**конвергентно-дивергентном млазницом променљивог попречног пресека**

која је моје ауторско дело.

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

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио.

①. Ауторство

2. Ауторство - некомерцијално

3. Ауторство – некомерцијално – без прераде

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима

5. Ауторство – без прераде

6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

**Потпис докторанда**

У Београду, 28.10.2019

\_\_\_\_\_